

# Wärmeübergang bei der Absorption ammoniakreichen Dampfes durch wässrige Lösung im Plattenwärmeübertrager

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur  
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing.  
Benjamin Markmann

2020

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Stephan Kabelac

2. Referent: Prof. Dr. habil. Friedrich Dinkelacker

Tag der Promotion: 17.12.2019

# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit am Institut für Thermodynamik der Leibniz Universität Hannover (IfT) unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Stephan Kabelac. Ihm danke ich besonders für das Vertrauen in meine Arbeitsweise und die Möglichkeit immer weiter zu lernen. Seine Begeisterung für Thermodynamik und Lehre möge noch viele weitere Assistenten motivieren.

Außerdem gilt mein Dank Herrn Prof. Dr. Friedrich Dinkelacker für die Übernahme des Korreferates und seine Vorschläge zur Verbesserung der Arbeit sowie Frau Prof. Dr.-Ing. Annika Raatz für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Am IfT durfte ich viele Kolleginnen und Kollegen kennenlernen und mit ihnen zusammenarbeiten, die ich ausnahmslos schätze und denen ich mich sehr verbunden fühle. Besser als jeden Einzelnen zu würdigen, kann man es so ausdrücken:

Wer schnell voran kommen will, der muss allein gehen.

Wer weit voran kommen will, der geht gemeinsam.

*Afrikanisches Sprichwort*

Speziell erwähnen möchte ich Iris Mersmann, die neben einer nahezu fertigen Versuchsanlage aus Hamburg auch eine Leidenschaft für die Thermodynamik und Freude am Leben nach Hannover gebracht hat, an die ich mich weit über die Fertigstellung dieser Arbeit hinaus erinnern werde.

Für seine enge, fruchtbare Zusammenarbeit und auch die Vermittlung seiner Erfahrungen und Visionen möchte ich Herrn Prof. h.c. Karl-Heinz Hartmann danken. Die Firma seines Sohnes STEFFEN HARTMANN RECYCLINGTECHNOLOGIEN GmbH unterstützte das Projekt personell und finanziell.

Diese Arbeit wäre nicht möglich gewesen, ohne die Unterstützung meiner Familie. Mein Dank geht an meine Eltern, die immer an mich glauben und meine Frau, die auch die Phasen hoher Dissipation wohlwollend mit mir durchstand und mir Inspiration und Kraft gab. Außerdem danke ich meinen beiden Söhnen für die nötigen Perspektivwechsel.

Hannover, Dezember 2019

Benjamin Markmann

# Zusammenfassung

Neben der Inbetriebnahme und generellen Analyse der Betriebscharakteristik einer *Hybrid-Absorptions-Kompressions-Wärmepumpe* (HACHP) ist das Ziel dieser Arbeit, den Wärmeübergang während des kombinierten Absorptions- und Kondensationsprozesses numerisch und experimentell zu untersuchen.

Der Begriff HACHP bezieht sich dabei auf den Versuchsaufbau, der den *Osenbrück-Kreislauf* abbildet und auch als Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf bekannt ist. Die Versuchsanlage ist im Technikumsmaßstab mit einer thermischen Leistung von ca. 50 kW ausgeführt und nutzt als Arbeitsfluid ein Gemisch der natürlichen Kältemittel Ammoniak und Wasser. Diese Stoffkombination wurde aufgrund ihrer guten thermophysikalischen, ökologischen und ökonomischen Eigenschaften ausgewählt. Die Zielparameter sind die Anhebung des Temperaturniveaus eines sekundären Fluidstromes (Wärmesenke) von 40 °C bzw. 60 °C auf mindestens 80 °C und die gleichzeitig größtmögliche Abkühlung eines Sekundärstromes von 40 °C, der als Wärmequelle dient.

Zur Bestimmung des Drucks und der Temperatur der Kernströmung, wurden die Rohrleitungen zwischen den Hauptapparaten mit der entsprechenden Sensorik versehen (s. Abschnitt 4.2). Außerdem wurden Volumenströme der flüssigen Teilströme sowie die Dichte der absorbierenden NH<sub>3</sub>-armen Lösung gemessen. Mit diesen Größen konnten sowohl die Einzelkomponenten, als auch die gesamte Anlage energetisch bilanziert werden. Daneben wurde der Resorber-Plattenwärmeübertrager, der als Schnittstelle zur Wärmesenke dient, mit zusätzlichen Temperatursensoren instrumentiert. An den beiden Hauptwärmeübertragern wurde außerdem der Gesamtdruckverlust von Eintritt zu Austritt gemessen.

Um den Einfluss auf das Betriebsverhalten und den damit verknüpften Wärme- und Stoffübergang im Resorber zu untersuchen, wurden die Zusammensetzung der NH<sub>3</sub>-armen Lösung, der Druck bei der Absorption, der Plattenprägungswinkel sowie die Massenströme NH<sub>3</sub>-armer Lösung und absorbierten Dampfes variiert (s. Abschnitt 4.4).

Im Rahmen der Versuchsdatenauswertung stellte sich heraus, dass die Wahl des jeweiligen Modells für die benötigten Transportgrößen einen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse hat (s. Abschnitte 5.1.2 und 2.2.4).

Im Zuge dieser Untersuchung wurde eine spezielle Verteilerdüse entwickelt (s. Abschnitt 3.5), um der technischen Herausforderung der gleichmäßigen Verteilung des absorbierenden Fallfilms sowohl über die Plattenbreite als auch über alle Plattenkanäle zu begegnen. Als wesentlicher Einflussfaktor im Hinblick auf die Gleichmäßigkeit der Verteilung des Fallfilms über die Plattenbreite wurde der Prägungswinkel der Platten ermittelt.

Aus den gewonnen Messdaten konnten Korrelationen abgeleitet werden, die sowohl den integralen als auch den lokalen Wärmeübergang im Plattenwärmeübertrager bei der

kombinierten Absorption/Kondensation beschreiben. Im Falle des integralen Wärmeüberganges wird nicht zwischen einphasiger und zweiphasiger Strömung differenziert. Demgegenüber ist die entwickelte Korrelation für den lokalen Wärmeübergang ausschließlich bei zweiphasiger Filmströmung mit einem Dampfmassenanteil von bis zu 10% anzuwenden. Des Weiteren wurde eine Korrelation für den Reibungsdruckverlust nach dem Modell von GRABENSTEIN [1] an die Messdaten angepasst, sodass sich damit der Reibungsdruckverlust in Abhängigkeit der Betriebsparameter vorausberechnen lässt. Dieses Modell wurde außerdem für die Entwicklung des Simulationsmodells herangezogen, das den in dieser Arbeit experimentell untersuchten Apparat abbildet. Aus den in der Literatur verfügbaren Ansätzen zur Vorausberechnung des Wärmeüberganges wurde der Ansatz von SARDESAI [2] gewählt. Das Simulationsmodell gibt die experimentellen Daten mit einer Abweichung von  $\pm 15\%$  wieder.

**Stichworte:** Wärmeübergang, Absorption, Hochtemperatur-Wärmepumpe, Ammoniak/Wasser

# Abstract

## Heat Transfer during the Absorption of Ammonia-Rich Vapor by Aqueous Solution inside a Plate Heat Exchanger

Two main goals were pursued during the project presented in this thesis. The first one being the commissioning and a general analysis of the operational characteristics of a *Hybrid Absorption Compression Heat Pump* (HACHP). For the second part the heat and mass transfer during the combined absorption and condensation process were investigated experimentally and numerically.

The term HACHP refers to the test rig, which depicts the *Osenbrück-cycle* and is also known as *compression heat pump with solution cycle*. It is designed to reach a thermal power of 50 kW using the mixture of natural refrigerants ammonia and water as working fluid. This combination was chosen due to its advantageous thermophysical, ecological and economical properties. One target parameter is to lift the temperature of a secondary fluid stream (heat sink) to 80 °C from a starting temperature of 40 °C or 60 °C, respectively. At the same time a maximum cooling is desired at the heat source entering the system at 40 °C.

To measure temperature of the bulk flow and pressure the piping was instrumented with appropriate sensors (s. section 4.2). Furthermore, volume flow of the liquid streams and the density of the NH<sub>3</sub>-poor solution were recorded. From these values energy balancing was carried out for each of the components and the whole set up as well. On both main heat exchangers the total pressure loss was measured. In addition, the resorber heat exchanger was equipped with a number temperature sensors from which the determination of the local heat transfer coefficient was possible.

The impact of the following parameters on the performance and the interlinked heat and mass transfer was conducted: composition of the NH<sub>3</sub>-poor solution, pressure during which the condensation takes place, corrugation angle of the plates used in the heat exchanger and mass flow of vapour and NH<sub>3</sub>-poor solution (s. section 4.4).

Processing the experimental data it was found that the chosen model for transport properties of the mixture significantly changes the results (s. sections 5.1.2 und 2.2.4).

One technical challenge was the even distribution of the absorbing falling film over the width of the plates and the number of channels, respectively. As a result a customized spraying nozzle was developed to attain that purpose (s. section 3.5).

From the acquired experimental data three correlations could be derived. The first one describes the overall heat transfer inside the resorber heat exchanger during the combined absorption and condensation process as a function of operational parameters and thermodynamic properties. From the second equation the local heat transfer can be obtained for the two phase falling film as a function of the vapour mass fraction inside a

range of up to 10 %. A third correlation consists of a model proposed by GRABENSTEIN [1] and parameters fitted to experimental data. It can be used to predict the frictional pressure drop during the condensation process. The later is also used as part of a simulation program, that depicts the behaviour of the resorber plate heat exchanger depending on the inlet conditions. From the available literature the approach developed by SARDESAI [2] was chosen. The program reproduces the experimental data at a deviation of  $\pm 15$  %.

**Keywords:** Heat Transfer, Absorption, High Temperature Heat Pump,  
Ammonia/Water

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>iii</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>v</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>vi</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen und Stand des Wissens</b>	<b>4</b>
2.1 Wärmepumpen und Wärmetransformatoren . . . . .	4
2.2 Wärme- und Stoffübergang im Plattenwärmeübertrager . . . . .	13
2.2.1 Wärmetransport . . . . .	13
2.2.2 Wärmetransport bei der Kondensation/Absorption . . . . .	16
2.2.3 Stofftransport . . . . .	24
2.2.4 Einfluss der Transportgrößen . . . . .	25
2.2.5 Druckverlust . . . . .	28
2.2.6 Drift-Flux-Modell . . . . .	30
<b>3 Auslegung und Aufbau der Versuchsanlage</b>	<b>32</b>
3.1 Verdichter . . . . .	36
3.2 Kreiselpumpe . . . . .	38
3.3 Resorber/Entgaser-Wärmeübertrager . . . . .	40
3.4 Interner Wärmeübertrager . . . . .	44
3.5 Verteiler-Düse . . . . .	44
3.6 Expansionsventil . . . . .	48
3.7 Entgaser-Wärmeübertrager . . . . .	49
3.8 Abscheider . . . . .	49
<b>4 Experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang</b>	<b>50</b>
4.1 Versuchsanordnung . . . . .	50
4.2 Messtechnik und Messunsicherheit . . . . .	52
4.2.1 Thermoelemente . . . . .	53
4.2.2 Widerstandsthermometer . . . . .	56
4.2.3 Absolut- und Differenzdruckaufnehmer . . . . .	57
4.2.4 Durchflusssensoren . . . . .	59
4.2.5 Dichtemesseinrichtung . . . . .	60
4.2.6 Kalibrierung . . . . .	61

4.3	Interner Temperaturhub und Heizleistung . . . . .	63
4.4	Bestimmung des integralen Wärmeübergangskoeffizienten . . . . .	67
4.5	Integraler Gesamt- und Reibungsdruckverlust . . . . .	72
4.6	Massenstromverteilung des Kältemitteldampfes . . . . .	76
4.7	Massenstromverteilung des Sekundärfluides . . . . .	80
4.8	Lokaler Wärmeübergangskoeffizient . . . . .	81
4.8.1	Lokale Temperaturmessung . . . . .	84
4.8.2	Ergebnisse - Lokaler Wärmeübergang . . . . .	87
4.9	Lokaler Druckverlust . . . . .	91
<b>5</b>	<b>Modell Wärmeübergang Rieselfilm</b>	<b>93</b>
5.1	Gleichgewichts-Simulation . . . . .	93
5.1.1	Programmstruktur der Gleichgewichts-Simulation . . . . .	94
5.1.2	Ergebnisse/Validierung . . . . .	98
5.1.3	Stoffübergangsmodell . . . . .	100
<b>6</b>	<b>Fazit</b>	<b>106</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>I</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>XII</b>
A.1	Messplan . . . . .	XII
A.2	Kalibrierprotokoll DPR 417 . . . . .	XIII
A.3	R&I-Fließbild der Versuchsanlage . . . . .	XIII
A.4	Beispielhaftes Messunsicherheitsbudget . . . . .	XV
A.5	Messunsicherheit Pt100 . . . . .	XVII
A.6	Messunsicherheit Drucksensoren . . . . .	XIX
A.7	Messunsicherheit Volumenstromsensoren . . . . .	XXI
A.8	Messunsicherheit Dichtesensor . . . . .	XXIII

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Vergleich unterschiedlicher Wärmepumpen-Prozesse . . . . .	6
2.2	Vergleich unterschiedlicher Wärmepumpen- und Kältemaschinen-Prozesse	7
2.3	Vergleich: Lorenz-Prozess vs. Carnot-Prozess . . . . .	10
2.4	Wärmedurchgang durch eine ebene Wand . . . . .	14
2.5	Massenspezifische Verdampfungsenthalpie des $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches . . .	17
2.6	$T,x$ -Diagramm des $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches bei konstantem Druck . . . . .	18
2.7	$p,x$ -Diagramm des $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches bei konstanten Temperaturen . .	19
2.8	Temperatur- und Zusammensetzungsprofile bei Kondensation/Absorption	20
2.9	Dynamische Viskosität des flüssigen $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches . . . . .	26
2.10	Wärmeleitfähigkeit des flüssigen $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches . . . . .	27
3.1	$p,T$ -Diagramm des HACHP-Prozesses . . . . .	32
3.2	Vereinfachtes Fließschema der Versuchsanlage . . . . .	33
3.3	Foto der Versuchsanlage . . . . .	34
3.4	Qualitatives $h,\xi$ -Diagramm des Hybridwärmepumpen-Prozesses . . . . .	35
3.5	Einsatzgrenzen der OSKA-Serie . . . . .	37
3.6	Fotos Phasentrennung & Plattenstruktur . . . . .	38
3.7	Skizze des Gas-Flüssigkeits-Abscheiders mit Anschlüssen . . . . .	39
3.8	Plattenwärmeübertrager mit Temperatursensoren . . . . .	42
3.9	Plattengeometrie . . . . .	43
3.10	Wärmebild-Aufnahme des Resorbers . . . . .	45
3.11	Skizze Verteiler-Düse und Frontansicht . . . . .	46
3.12	Auffangvorrichtung und Verteilungsprüfstand . . . . .	46
3.13	Flüssigkeitsverteilung über der Plattenbreite bei $\varphi = 27^\circ$ . . . . .	47
3.14	Flüssigkeitsverteilung über der Plattenbreite bei $\varphi = 63^\circ$ . . . . .	48
4.1	Sensorik am Resorber . . . . .	50
4.2	Anordnung der Thermoelemente auf der Messplatte . . . . .	51
4.3	Positionen Thermoelemente . . . . .	54
4.4	Vereinfachte Messkette eines Thermoelementes . . . . .	54
4.5	K-Faktor in Abhängigkeit der Viskosität . . . . .	60
4.6	Zusammenhang zwischen internem Temperaturhub und Heizleistung . . .	64
4.7	Lösungstemperatur und Dampfgehalt in Abh. der Zusammensetzung . . .	65
4.8	Heizleistung & Temperaturhub in Abh. der Zusammensetzung . . . . .	66
4.9	Fließbild Resorber zur Berechnung der mittleren log. Temperaturdifferenz	67
4.10	Integraler Wärmeübergangskoeffizient . . . . .	69
4.11	Integrale Nu-Zahl . . . . .	70

4.12	Integraler Wärmeübergang in Abh. der äquivalenten Re-Zahl . . . . .	71
4.13	Integraler Druckverlust in Abh. des Massenstromverhältnisses $\beta_m$ . . . . .	72
4.14	Integraler Druckverlust in Abh. der Massenstromdichte . . . . .	73
4.15	Reibungsdruckverlust in Abh. der Massenstromdichte $\xi_{LIQ} = 46\%$ . . . . .	74
4.16	Reibungsdruckverlust in Abh. der Massenstromdichte $\xi_{LIQ} = 43\%$ . . . . .	75
4.17	Energiebilanz Primärfluid/Sekundärfluid . . . . .	76
4.18	Temperaturen am Eintritt in die Strömungskanäle des Kältemittels . . . . .	77
4.19	Programmablaufplan - Massenstromverteilung . . . . .	79
4.20	Massenstromverteilung im PWÜ in Z-Anordnung . . . . .	80
4.21	Zellen-Einteilung der Messplatte . . . . .	81
4.22	Bilanzraum Zelle im Plattenspalt . . . . .	82
4.23	Gemessene/Berechnete Temperaturen über der Lauflänge . . . . .	85
4.24	Messstellen Kältemittel-Wand-Temperatur und Wasser-Fluid-Temperatur	86
4.25	Messstellen Kältemittel-Wand-Temperatur (unten) . . . . .	86
4.26	Einfluss des Druckes auf den Wärmeübergang . . . . .	88
4.27	Einfluss der Massenstromdichte auf den Wärmeübergang . . . . .	89
4.28	Einfluss der Zusammensetzung auf den Wärmeübergang . . . . .	90
4.29	Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Nu-Zahlen . . . . .	91
4.30	Vergleich versch. Korrelationen für vol. Dampfgehalt mit exp. Daten . . . . .	92
5.1	Gemessene und berechnete Temp. am Eintritt in die Strömungskanäle . . . . .	94
5.2	Vereinfachter Programmablaufplan der GGW-Simulation . . . . .	96
5.3	Verteilung Kältemitteldampf aufgrund stärkerer Kühlung der Randspalte	97
5.4	Vgl. von Simulation und Messwerten ohne Modell für den Stoffübergang	98
5.5	Rel. Differenz d. Messwerte zur Simulation in Abh. des Dampfmassenanteils	99
5.6	Modell für den Stoffübergang innerhalb der Gasphase . . . . .	100
5.7	Re-Zahl und Dampfmassenstrom unter Verw. des Absorptionsmodells . . . . .	101
5.8	Vgl. Simulation und Messwerte mit und ohne Modell für den Stoffübergang	102
5.9	Dampfmassenstrom-Verteilung mit Absorptionsmodell berechnet . . . . .	103
5.10	Dampfmassenanteil am Eintritt in den jeweiligen Strömungskanal . . . . .	104
5.11	Gemessene und simulierte Temperaturen am Eintritt in die Strömungskanäle	104
6.1	$\dot{Q}, T$ -Diagramm der HACHP-Versuchsanlage . . . . .	107

# Tabellenverzeichnis

3.1	Technische Daten Wärmeübertrager . . . . .	41
4.1	Messunsicherheitsbudget TC101 . . . . .	56
4.2	Unsicherheiten Druckmessumformer . . . . .	58
4.3	Übersicht der Abweichung nach dem Kalibriervorgang von PI05 . . . . .	58
4.4	Übersicht Durchflusssensoren der HM-Serie . . . . .	59
4.5	Eintrittsbedingungen arme Lösung und Dampf für den Lösungsvorgang . . . . .	66
A.1	Beispielhaftes Messunsicherheitsbudget . . . . .	XV
A.2	Messunsicherheitsbudget Pt100-Sensor . . . . .	XVIII
A.3	Messunsicherheitsbudget der Kalibrierung des Drucksensors PI05 . . . . .	XX
A.4	Messunsicherheitsbudget des Durchflusssensors FI35 . . . . .	XXII
A.5	Messunsicherheitsbudget Dichtesensor . . . . .	XXIII

# Nomenklatur

Zeichen	Bedeutung	Einheit
<b>Lateinische Formelzeichen</b>		
$A$	Fläche	$m^2$
$A_e$	ebene Projektionsfläche	$m^2$
$A_p$	profilierte Plattenoberfläche	$m^2$
$a$	volumetrischer Dampfgehalt	-
$\dot{a}$	volumetrischer Strömungsdampfgehalt	-
$\hat{a}$	Amplitude der Wellenprägung	m
$b$	Prägungstiefe, mittlerer Plattenabstand ( $b = 2\hat{a}$ )	m
$B$	Plattenbreite	m
$c_p$	isobare Wärmekapazität	J/kg K
$C$	verschiedene Konstanten	-
$d_e$	äquivalenter Durchmesser	m
$d_h$	hydraulischer Durchmesser	m
$d_e$	Durchmesser der Plattenöffnung	m
$D$	Diffusionskoeffizient	$m^2/s$
$f_D$	Druckverlustbeiwert nach Darcy	-
$f_F$	Druckverlustbeiwert nach Fanning	-
$g$	örtliche Fallbeschleunigung	$m/s^2$
$\dot{G}$	Massenstromdichte	$kg/m^2 s$
$h$	massenspezifische Enthalpie	J/kg
$k$	Wärmedurchgangswiderstand	$W/m^2 K$
$L$	(charakteristische) Länge	m
$L_k$	Länge zwischen zwei Kreuzungspunkten	m
$L_p$	Länge des Prägungsmusters	m
$L_{port}$	Plattenlänge zwischen Ein- und Auslass	m
$L_{tot}$	Gesamtlänge der Platte	m
$m$	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$M$	molare Masse	kg/kmol
$n$	Drehzahl	1/min
$p$	Druck	bar bzw. Pa
$P$	Leistung	W
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	$W/m^2$

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$Q$	Wärme	J
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
$R_k$	Wärmedurchgangswiderstand	$\text{m}^2 \text{K/W}$
$s$	massenspezifische Entropie	$\text{J/kg K}$
$s$	Plattenwandstärke	m
$s$	Schlupf	-
$S_{A/B}$	Seebeck-Koeffizient	$\text{V/K}$
$S$	Entropie	$\text{J/K}$
$T$	thermodynamische Temperatur	K
$U$	innere Energie	J
$V$	Volumen	$\text{m}^3$
$\dot{V}$	Volumenstrom	$\text{m}^3/\text{s}$
$w$	Strömungsgeschwindigkeit	$\text{m/s}$
$w_{s,i}$	Leerrohrgeschwindigkeit der Phase i	$\text{m/s}$
$x$	Dampfgehalt	-
$x^*$	Strömungsdampfgehalt	-
$x$	Molare Zusammensetzung	-
$X$	Wellenzahl	-
$X$	Lockhart-Martinelli-Parameter	-

### Griechische Formelzeichen

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient auch: Temperaturexpansionskoeffizient	$\text{W/m}^2 \text{K}$ $1/\text{K}$
$\beta_m$	Massenstromverhältnis VAP/MIX	-
$\Delta T_{\log}$	logarithmische Temperaturdifferenz	K
$\eta$	dynamische Viskosität	$\text{Pa s}$
$\vartheta$	Celsius Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W/m K}$
$\Lambda$	Wellenlänge der Prägung	m
$\nu$	kinematische Viskosität	$\text{m}^2/\text{s}$
$\xi$	Druckverlustbeiwert auch: Massenanteil	- -
$\rho$	Dichte	$\text{kg/m}^3$
$\sigma$	Oberflächenspannung	$\text{N/m}$
$\varphi$	Plattenprägungswinkel	$^{\circ}$
$\Phi$	Flächenvergrößerungsfaktor	-

### Allgemeine Abkürzungen

AWP	Absorptionswärmepumpe
AWT	Absorptionswärmetransformator
E/ENT	Entgaser

Zeichen	Bedeutung	Einheit
EV	Expansionsventil	
GGW	thermodynamisches Gleichgewicht	
HWP/HACHP	Hybrid-Absorptions-Kompressions-Wärmepumpe	
K	Kondensator	
KWP	Kompressionswärmepumpe	
LP	Lösungspumpe	
LWÜ	Lösungswärmeübertrager	
PWÜ	Plattenwärmeübertrager	
R/RES	Resorber	
V	Verdampfer	
Ve	Verdichter	
VLE	Vapor-Liquid-Equilibrium	
WÜK	Wärmeübergangskoeffizient	

### Dimensionslose Kennzahlen

Bo	Boiling-Zahl	-
Nu	Nußelt-Zahl	-
Pr	Prandtl-Zahl	-
Re	Reynolds-Zahl	-
Sc	Schmidt-Zahl	-
Sh	Sherwood-Zahl	-

### Plattenspezifische Größen

$A$	Plattenoberfläche	$m^2$
$\hat{a}$	Amplitude Wellenprägung	$m$
$B$	Plattenbreite	$m$
$d_h$	hydraulischer Durchmesser	$m$

### Statistische Größen

$a$	Halbweite	
$c$	Sensitivitätskoeffizient	
$G$	Gewichtung	—
$s$	Schätzwert	
$u$	Standardunsicherheit	
$u_c$	kombinierte Standardunsicherheit	
$U_{95}$	erweiterte Standardunsicherheit	
$V$	Verteilungsform	
$w$	relative Unsicherheit	%
$Y$	Ergebnisgröße	

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$\delta x$	Einflussgröße	
$\sigma$	Standardabweichung	
<b>Untere Indizes</b>		
0	Kühl	
acc	acceleration	
char	charakteristisch	
DEG/E/ENT	Entgaser	
Diff	Differenz	
geo	geostatisch	
ges	gesamt	
F	Fluid/Film	
fric	friction	
h	hydraulisch	
H	Heiz	
HD	Hochdruck	
het	heterogen	
hom	homogen	
id	ideal	
Int	Interface/Grenzfläche	
irr	irreversibel	
k	kombiniert	
K	Kondensator	
kond	Kondensat	
lam	laminar	
LIQ	arme Lösung	
log	logarithmisch	
lok	lokal	
m	mittlere/mittel	
man	manifold	
MIX	Reiche Lösung	
ND	Niederdruck	
P	Platte/plate	
PH	Phasengrenzfläche	
R/RES	Resorber	
S	Surface	
s	sensible	
SL	Siedelinie	
sp	single phase	
T	Temperatur	
TL	Taulinie	
tp	two phase	

Zeichen	Bedeutung	Einheit
turb	turbulent	
U	Umgebung	
V	Verdampfer/Verdampfung	
VAP	Dampf	
Ve	Verdichter	
W	Widerstand bzw. Wand	
well	wellig	
WP	Wärmepumpe	

### **Obere Indizes**

rev	reversibel
'	Zustand auf der SL
”	Zustand auf der TL

# 1 Einleitung

Bisherige und zukünftige Anwendungen industrieller Wärmepumpen werden von verschiedenen Herausforderungen begleitet. Diese entstehen aus dem Interessenkonflikt von Umwelteinflüssen, angestrebten Temperaturniveaus, Gesetzgebungen, Komplexität des Systems, Arbeitsbereich und Amortisationszeitraum. All diese Punkte motivieren Forschungsprojekte im Zusammenhang mit industriellen Wärmepumpen. Wärmepumpen insgesamt genießen in der derzeitigen Diskussion zur Energiewende große Aufmerksamkeit, da sie eine Kopplung der regenerativ bereitgestellten elektrischen Energie mit dem Wärmesektor (überwiegend zur Gebäudeversorgung) ermöglichen. Allerdings ist die grundsätzliche technische und gesellschaftliche Motivation die Einsparung von Primärenergie und damit auch von Kohlendioxid-Emissionen im Vergleich zu klassischen Heizungssystemen. Diese sind beispielsweise Gasbrenner oder elektrische Durchlauferhitzer, welche immer noch den Großteil des industriellen Energiebedarfs an Raumheizung und Prozesswärme liefern [3]. Dieses Ziel zu erreichen, ist nur möglich, wenn die Leistungszahl (COP - Coefficient of Performance), größer oder gleich dem Primärenergiefaktor bei der Stromerzeugung ist.

Neben diesem ökologischen bzw. ökonomischen Gesichtspunkt sind die in Wärmepumpen eingesetzten Arbeitsfluide zusätzlich hinsichtlich ihres Treibhauspotenzials (GWP - Global Warming Potential) und Ozonabbaupotenzials (ODP - Ozone Depletion Potential) zu bewerten. Die Gesetzgebung infolge des Montreal- und Kyoto-Protokolls und die Sicherheitsbestimmungen für brennbare oder toxische Stoffe schränken die Auswahl an geeigneten Arbeitsfluiden für Hochtemperatur-Anwendungen in Zukunft deutlich ein. Lediglich R1336mzz(Z), R1233zd, LG6 und MF2 (letztere sind firmeninterne Codenamen) wurden von REISSNER [4] als Reinstoff-Arbeitsfluide identifiziert, die den Ansprüchen genügen.

Als Alternative zu diesen synthetischen Arbeitsfluiden, die weiterhin erforscht werden, besteht das natürliche Arbeitsstoffpaar Ammoniak und Wasser für Hochtemperatur-Anwendungen. Trotz der Toxizität des Ammoniaks ist es im industriellen Umfeld etabliert und akzeptiert. Es hat, wie Wasser auch, vorteilhafte thermodynamische Eigenschaften, wie hohe volumetrische Kälteleistung und eine hohe Verdampfungsenthalpie, sowie vernachlässigbares ODP bzw. GWP. Ein wesentlicher Unterschied des Gemisches gegenüber den Reinstoffen ist die gleitende Temperatur während der Kondensation bzw. Verdampfung, wodurch die Grädigkeit bei der Wärmeübertragung verringert werden kann. Dies führt zu geringeren Exergieverlusten. Daher lässt sich ein direkter Zusammenhang zwischen der Güte des Wärmeüberganges und der Effizienz der Maschine herstellen. Außerdem sinkt durch die Mischung des Ammoniaks mit Wasser der Sättigungsdruck für die Kondensation und Verdampfung, respektive das Druckverhältnis gegenüber reinem Ammoniak als Arbeitsfluid. Dabei ist es allerdings notwendig, Kältemittel (Absorbat)

---

und Lösungsmittel (Aborbens) nicht vollständig zu verdampfen, wodurch ein zweiphasiger Fluidstrom entsteht.

Obwohl das Arbeitsfluid-Gemisch „Ammoniak-Wasser“ bereits mehrfach im Fokus der Energietechnik stand, so z.B. bei der Diskussion des Kalina-Prozesses [5], sind bis heute noch keine verlässlichen Auslegungskorrelationen für die Wärme- und Stofftransportvorgänge während des Phasenüberganges sowohl bei der Kondensation als auch bei der Verdampfung verfügbar. Aus diesem Grund wird innerhalb der vorliegenden Arbeit der Wärmeübergang experimentell und numerisch untersucht. Für die Verdichtung des Gases wird weiterhin ein Kompressor eingesetzt, jedoch wird die Flüssigkeit nach der Teilverdampfung abgeschieden und von einer Pumpe gefördert. Der hier beschriebene Kreislauf wird deshalb auch Kompressions-Wärmepumpe mit Lösungskreislauf oder Hybrid-Absorptions-Kompressions-Wärmepumpe (HACHP) genannt. Aktuell sind Amortisationszeit und die Komplexität des Systems die kritischen Punkte hinsichtlich Entwicklung und Etablierung am Markt.

Ausgehend von dem zuvor Beschriebenen wurde in der vorliegenden Studie eine Pilotanlage einer HACHP mit einer Heizleistung von 50 kW untersucht. Beim Anlagenaufbau sollten die Investitionskosten gering gehalten werden und die Integration in einen Industrieprozess erfolgen. Daher wurden Plattenwärmeübertrager aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte und Flexibilität bei der Anpassung an die Leistungsanforderungen eingesetzt und optimiert. Die wichtigste Voraussetzung war der Einsatz von geeigneten, skalierbaren und zuverlässigen Standardkomponenten, da nach heutigem Stand nur wenige Anlagen bis zur Marktreife entwickelt wurden.

In den vergangenen 40 Jahren wurde an über einem Dutzend Pilotanlagen zum Hybrid-Kreisprozess geforscht. Neben ölfreier [6], [7], [8] und nasser Kompression [9], [10], [11], wurden neue Arbeitsfluide [12], [13] getestet. Weiterhin bietet die Integration von Frequenzumformern am Verdichter und an der Lösungspumpe, neben der Variation der Lösungskonzentration, wie sie von VON NEUFORN [6] eingesetzt wurde, zusätzliche Möglichkeiten zur Leistungsregelung der Anlagen. Nach BRUNIN [14] sind COP größer als 4 bei einer Zieltemperatur von 140 °C und einem Temperaturhub von 40 K möglich, während ein Druck von 20 bar nicht überschritten wird. Die von VON NEUFORN [6] untersuchte Anlage wurde als Prototyp mit bis zu 15 kW Heizleistung ausgeführt und erreichte einen Temperaturhub von 40 °C auf 70 °C. Der Resorber bestand aus 7 vertikal angeordneten außen berieselten Stachelrohren, der Entgaser aus einer vertikalen, außen berieselten Doppelspirale. Für die Kompression diente ein einstufiger, ölfreier Kolbenkompressor. Eine Zahnradpumpe förderte die arme Lösung. GROLL [7] entwickelte nach dem gleichen Prinzip eine Kälteanlage die die Kompression durch einen offenen, ölfrei betriebenen Hubkolbenverdichter realisierte. Vertikal angeordnete Edelstahl-Rohrbündel-Wärmeübertrager übertrugen 2-4 kW Kühlleistung bzw. 5-7 kW Heizleistung. Dabei wurde ein Temperaturhub zwischen minimaler Wärmequellen- und maximaler Wärmesenktemperatur von 80 K erreicht. Die von MINEA [8] untersuchte Anlage ist mit 4,5 MW die dokumentierte Anlage mit der höchsten Heizleistung. Sie wurde zur Wärmeversorgung von 8.000 Haushalten eingesetzt. Ein einstufiger ölfreier NH<sub>3</sub>-Verdichter und Wärmeübertrager in waagerechter Rohrbündel-Ausführung wurden hierbei eingesetzt. Von MALEWSKI [9] wurde eine Arbeit über eine Anlage mit

---

einem einstufigen Schrauben-Verdichter veröffentlicht, die zur Schmierung flüssiges Kältemittel nutzte. 50 kW Heizleistung bei Temperaturhub an der Wärmesenke von 60 auf 80 °C wurden erreicht. Desorber und Resorber waren als horizontale Rohrbündel-Wärmeübertrager ausgeführt. Durch die Schmierung mit flüssigem Kältemittel konnte eine Verdichter-Austrittstemperatur von 150 °C erzielt werden. Auch BERGMANN [10] setzte einen ölfreien Schraubenverdichter und Rohrbündelwärmeübertrager ein. Bis zu 1000 kW Heizleistung wurden zur Warmwasser-Bereitstellung bei einem Temperaturhub von 15 °C auf 85 °C an den Sekundärkreis abgegeben. Weitere Veröffentlichungen behandeln zwar Plattenwärmeübertrager als Resorber, aber in anderer Verschaltung von Gas- und Flüssigkeitsstrom, siehe [15], [16]. In diesen wird Gas von unten in die aufwärts strömende Flüssigkeit eingeleitet. Eine solche Bauform wird als Blasen- oder Bubble-Resorber bezeichnet. Im Gegensatz dazu wird der hier beschriebene Fallfilm-Resorber von oben nach unten durchströmt. Als technische Herausforderung für einen optimalen Betrieb ist beim Blasen-Resorber die gleichmäßige Verteilung der Gasströmung über die Breite der Platte zu gewährleisten. Wohingegen dies beim Fallfilm-Resorber für die Gasströmung gilt. Dieser Thematik, die eine zentrale Problemstellung dieser Untersuchungen ist, widmet sich Abschnitt 3.5. In neueren Arbeiten wurden u.a. von MERKEL [13] und HANNL [12] Platten- statt Rohrbündelwärmeübertrager verwendet. Insbesondere MERKEL beschreibt dazu eine technische Lösung zur gleichmäßigen Verteilung des Kältemittels, wie sie auch Teil der vorliegenden Arbeit ist.

Das wesentliche Ziel dieses Forschungsprojektes ist die Bereitstellung von belastbaren Korrelationen zur Auslegung und Dimensionierung des Resorber-Wärmeübertragers in einem Ammoniak/Wasser-HACHP-Kreisprozess. Diese Korrelationen benötigen Messdaten, die in dieser Arbeit an einer Anlage im Technikumsmaßstab gewonnen wurden. Zur grundsätzlichen Demonstration der technischen Machbarkeit des gewählten Konzeptes gingen Auslegung, Aufbau und Inbetriebnahme der Versuchsanlage den experimentellen Untersuchungen voraus. Außerdem wurden allgemeine Betriebscharakteristika ermittelt, um die Betriebsweise unter ökologischen und ökonomischen Gesichtspunkten zu optimieren. Durch den Betrieb der Anlage konnte flexibel auf die Heizleistungsanforderungen reagiert und außerdem Kühlleistung bereitgestellt werden, um das volle Potential des Konzeptes zu nutzen. Da die gemessenen Daten mit verfügbaren Ansätzen aus der Literatur zu vergleichen waren, wurde ein Simulationsmodell des Apparates entwickelt. Mit dessen Hilfe konnten sowohl die bekannten Ansätze für den Wärmeübergang und Druckverlust auf ihre Eignung geprüft, als auch verschiedene Modelle für Transportgrößen des Stoffgemisches bewertet werden.

# 2 Grundlagen und Stand des Wissens

## 2.1 Wärmepumpen und Wärmetransformatoren

In diesem Abschnitt werden die Begriffe Wärmepumpe bzw. Wärmetransformator sowie gängige Varianten dieser Kreisprozesse vorgestellt und es wird erläutert, wie zwischen diesen die Versuchsanlage einzuordnen ist, die für die experimentellen Untersuchungen zur Verfügung steht. Es werden dabei kontinuierlich ablaufende Prozesse vorausgesetzt. Wärmepumpenprozesse unterscheiden sich von den Kältemaschinen lediglich in der Betrachtung des Nutzens und in der Höhe der Temperaturniveaus, bei denen die Wärmeströme aufgenommen bzw. abgegeben werden.

Gegenüber konventionellen Heizsystemen und auch untereinander lassen sich verschiedene Wärmepumpentypen durch die Form der eingesetzten Energie abgrenzen. Heizkessel werden unmittelbar mit chemisch gebundener innerer Energie betrieben, welche in Form von fossilen Brennstoffen bereit gestellt wird. Für den Betrieb von elektrischen Heizungen wird die elektrische Energie entweder ebenso aus der Umwandlung von chemisch gebundener Energie oder z.B. mit Hilfe eines regenerativen Energiewandlers, wie z.B. Photovoltaischen Anlagen oder Windkraftanlagen, bereit gestellt.

Demgegenüber ist bei einigen Wärmepumpensystemen die für den Antrieb benötigte Exergie Teil eines zugeführten Wärmestromes. Dies sind i.d.R. Sorptionswärmepumpen (Abb. 2.1), für deren Betrieb der benötigte Wärmestrom z.B. in Form von Abwärme eines anderen Prozesses zur Verfügung steht. Zu nennen sind darüber hinaus mechanisch angetriebene Kompressionswärmepumpen (KWP in Abb. 2.1 oben links), die zu den Kraft-Wärme-Maschinen gehören und unter Aufnahme von Leistung  $P_{Ve}$  einen Wärmestrom  $\dot{Q}_V$  auf einem niedrigen Temperaturniveau aufnehmen und einen um  $P_{Ve}$  vergrößerten Wärmestrom  $\dot{Q}_K$  bzw.  $\dot{Q}_H$  auf einem höheren Temperaturniveau abgeben. Dazu wird ein Kältemittel im Kreis gefördert, das zunächst bei niedrigem Druck verdampft und anschließend komprimiert wird. Die Wärmeabgabe findet dann bei der Kondensation des Kältemittels bei hohem Druck  $p_{HD}$  und hoher Temperatur statt. Durch ein Expansionsventil wird das Kältemittel wieder auf den Niederdruck  $p_{ND}$  entspannt. Sorptionsmaschinen arbeiten im Grunde nach dem selben Prinzip. Allerdings ersetzt man den mechanischen Verdichter durch einen sog. thermischen Verdichter, wodurch die aufgewandte mechanische Leistung deutlich geringer ausfällt und der Energiebedarf für die Heizaufgabe zu einem geringeren Anteil aus der Umwandlung von Exergie bezogen wird.

Gerade bei kleinen bis mittleren Temperaturdifferenzen zwischen Wärmeaufnahme und -abgabe (dem sogenannten Temperaturhub  $\Delta T = T_{m,ab} - T_{m,zu}$ ) kann der Einsatz von Wärmepumpen gegenüber konventionellen Heizsystemen primärenergetisch sinnvoll sein. Um dies zu bewerten, werden Leistungszahl (COP) und Primärenergiefaktor der

Stromerzeugung verglichen. An der reversiblen Leistungszahl  $\epsilon_{\text{WP}}^{\text{rev}}$  in Gl. 2.1 [17] ist zu erkennen, wie sich das Verhältnis der beiden Temperaturen auswirkt. Dabei bezeichnet  $T_{\text{m},0}$  die thermodynamische Mitteltemperatur, bei der die Wärmepumpe einen Wärmestrom aufnimmt und  $T_{\text{m},\text{H}}$  die thermodynamische Mitteltemperatur, bei der der Heizwärmestrom abgegeben wird. Gegebenenfalls sind diese Temperaturen gemäß Gl. 2.2 zu berechnen. Gleichzeitig beschreibt die reversible Leistungszahl, wie effektiv im Idealfall mit der eingesetzten Leistung  $P_{\text{WP}}$  ein Heizwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{H}}$  bereitgestellt wird.

$$\epsilon_{\text{WP}}^{\text{rev}} = \frac{T_{\text{m},\text{H}}}{T_{\text{m},\text{H}} - T_{\text{m},0}} \quad (2.1)$$

$$T_{\text{m},i} = \frac{h_{i,\text{ein}} - h_{i,\text{aus}}}{s_{i,\text{ein}} - s_{i,\text{aus}}} \text{ mit } i = 0, \text{H} \quad (2.2)$$

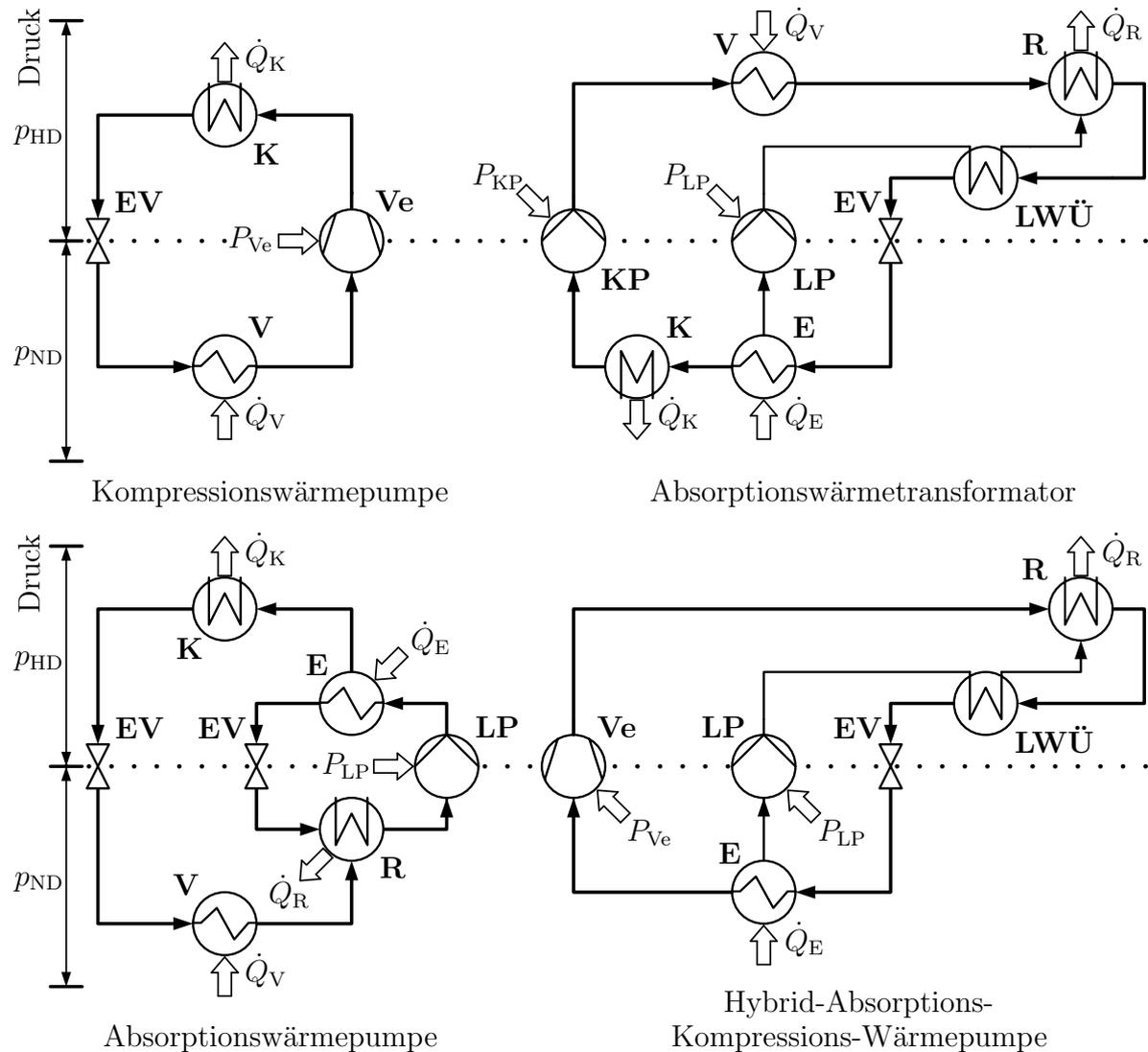
Dagegen bewertet die Leistungszahl  $\epsilon_{\text{WP}}$  einer Wärmepumpe in Gl. 2.3 das energetische Verhältnis von Nutzen zu Aufwand unter realen Bedingungen.

$$\epsilon_{\text{WP}} = \frac{\dot{Q}_{\text{H}}}{P_{\text{WP}}} \quad (2.3)$$

Es wird also elektrische Energie eingesetzt, um Wärmeenergie bereitzustellen. Dieses ist derzeit im Kontext der Sektorkopplung von großem Interesse. Bei herkömmlicher Bereitstellung von elektrischer Energie aus Kraftwerksprozessen ist dies aber nur ökonomisch und ökologisch sinnvoll, wenn die Leistungszahl der Wärmepumpe über dem Primärenergiefaktor (PE-Faktor) für den Strom liegt, da andernfalls direkt PE (mit einem PE-Faktor von nahezu 1) zur Wärmebereitstellung eingesetzt werden könnte. Der PE-Faktor beschreibt das Verhältnis von eingesetzter PE zur Endenergie, die betrachtet wird. Somit lässt sich vergleichen, wie viel PE für eine bestimmte Energieform benötigt wird. Beispielsweise wird eine Kilowattstunde Strom betrachtet, die entweder aus chemisch gebundener Energie in Kohle oder aus Windenergie gewonnen wird. Im ersten Fall beträgt der PE-Faktor etwa 1,8, da zusätzlich zur PE noch der Aufwand für Transport und Verarbeitung miteinbezogen wird. Für Strom aus Windenergie ist der PE-Faktor nahezu null, da zwar Energie für die Errichtung der Anlagen benötigt wird, aber im laufenden Betrieb keine PE aufgewendet wird. In [18] wird der PE-Faktor in den EU28-Ländern unter konservativen Annahmen zu 2,5 für das Jahr 2010 berechnet und eine Entwicklung dieses Wertes aufgrund der Entwicklungen des Strommarktes zu 2,0 bis 2025 prognostiziert. Nach Inkrafttreten der EnEV 2014 wurde dieser Wert für den nicht-erneuerbaren Anteil der elektrischen Energie in Deutschland zu 1,8 festgelegt. Diesen Wert muss also die Leistungszahl der Wärmepumpe übertreffen, damit ein Betrieb sinnvoll ist.

Der thermische Verdichter einer Absorptionswärmepumpe (AWP in Abb. 2.1 unten links) besteht vereinfacht aus einem Resorber (häufig Absorber genannt), in dem Kältemitteldampf von einem Lösungsmittel absorbiert wird. Dabei wird i.d.R. Lösungswärme auf mittlerem Temperaturniveau freigesetzt. Die Druckerhöhung geschieht dann innerhalb des thermischen Verdichters durch eine Lösungsmittelpumpe. Da es sich bei der Lösung um ein nahezu inkompressibles Medium handelt, benötigt dieser Prozessschritt

deutlich weniger technische Arbeit, im Vergleich zu einem kompressiblen Gas. Anschließend wird der Kältemitteldampf in einem Entgaser (auch Austreiber genannt) bei höherem Druck und höherer Temperatur durch Einbringen eines exergiereichen Hochtemperatur-Wärmestromes  $\dot{Q}_E$  wieder ausgetrieben.



E: Entgaser | EV: Expansionsventil | K: Kondensator | KP: Kältemittelpumpe  
 LP: Lösungspumpe | LWÜ: Lösungswärmeübertrager | R: Resorber  
 V: Verdampfer | Ve: Verdichter

Abbildung 2.1: Vergleich unterschiedlicher Wärmepumpen-Prozesse

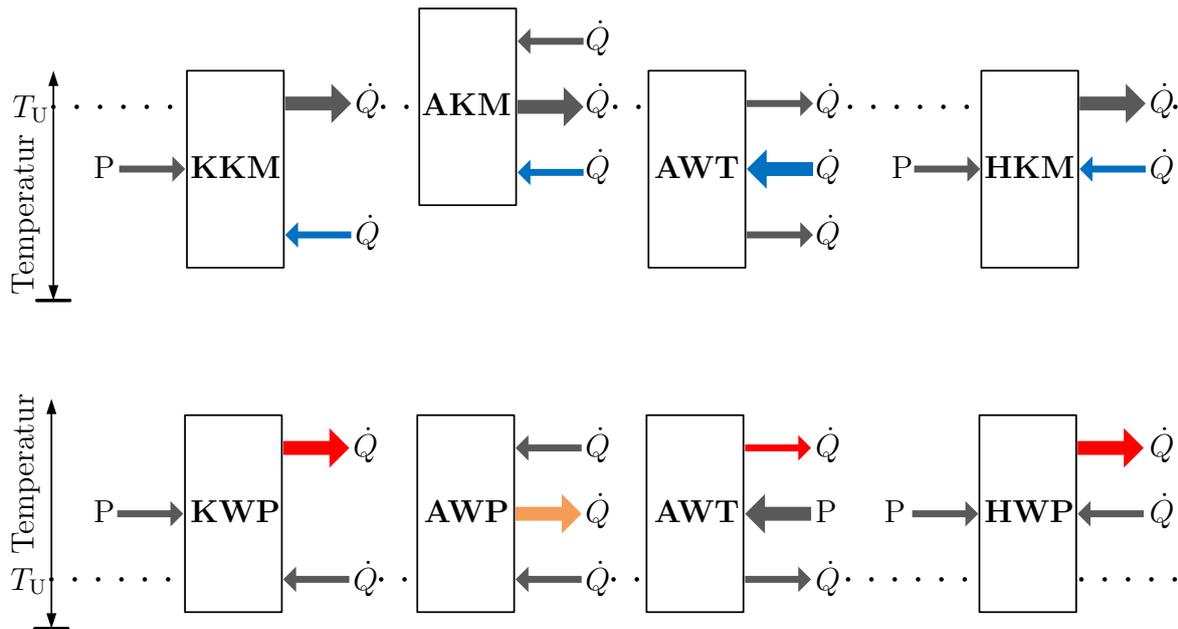


Abbildung 2.2: Vergleich unterschiedlicher Wärmepumpen- und Kältemaschinen-Prozesse

Die arme Lösung wird über ein Expansionsventil dem Resorber wieder zugeführt. Für eine vertiefende Erläuterung siehe z.B. [17] Kap. 9, [19] Kap. 7 oder [20]. Der Nutzen einer AWP liegt in der Bereitstellung eines Wärmestromes bei einer Temperatur, die oberhalb der Umgebungstemperatur liegt. Es wird allerdings ein Antriebswärmestrom hoher Temperatur benötigt, um den Kältemitteldampf im Entgaser auszutreiben. Abb. 2.1 zeigt oben rechts das Prozessschema eines einfachen Absorptionswärmetransformators (AWT), dessen unterschiedliche Temperaturniveaus mit denen der AWP zu vergleichen sind. Allerdings sind die Richtungen der ein- und austretenden Wärmeströme der einer AWP genau entgegengesetzt (siehe Abb. 2.2 unten). Demzufolge besteht der Nutzen einer solchen Anlage in der Bereitstellung eines Wärmestromes auf hohem Temperaturniveau. Der Teil des aufgenommenen Wärmestromes mittlerer Temperatur, der nicht aufgewertet wird, muss in Form eines Wärmestromes niedriger Temperatur abgegeben werden. Durch das verwendete Kältemittel-/Lösungsmittelgemisch kann erreicht werden, dass Verdampfer und Entgaser bei der gleichen Temperatur arbeiten. Angetrieben wird der Kreislauf von zwei Pumpen, die die am Entgaser abgeführte arme Lösung und den ausgetriebenen und kondensierten Dampf auf das hohe Druckniveau fördern. Das anschließend wieder verdampfte Kältemittel und die arme Lösung werden im Resorber wieder zusammengeführt und die frei werdende Absorptionswärme wird an den Sekundärkreis abgegeben.

Die Herausforderung liegt darin, mit einem geeigneten Stoffpaar das gleiche Temperaturniveau am Entgaser und Verdampfer zu nutzen und gleichzeitig einen genügend großen Temperaturhub zu erzielen. Der Temperaturhub stellt eine wesentliche Größe bei

der Charakterisierung eines Wärmepumpenprozesses dar. Nur wenn er groß genug ist, kann die Anlage zur Bereitstellung von Heizwärme genutzt werden. Wie von MERKEL [13] beschrieben, werden zur Zeit Forschungen zu diesem Anlagentyp unter Verwendung ionischer Flüssigkeiten durchgeführt, aber noch keine kommerziellen Anlagen angeboten. Ionische Flüssigkeiten sind bei Raumtemperatur als Schmelze vorliegende Salze, die einen äußerst geringen Dampfdruck haben und zum Teil sehr gute Lösungseigenschaften aufweisen. In Abb. 2.2 kennzeichnen die farbigen Pfeile den Nutzen der jeweiligen Anlagen. Die Abbildung dient der Kennzeichnung der verschiedenen Temperaturniveaus, bei denen die Wärmeströme dem Prozess zu- bzw. abgeführt werden. Die blauen Pfeile deuten dabei Kälteleistungen bei einem Temperaturniveau unterhalb der Umgebungstemperatur an. Bei den roten bzw. orangen Pfeilen liegt das Temperaturniveau oberhalb der Umgebungstemperatur. Es fällt auf, dass der Nutzwärmestrom einer AWP nicht auf dem höchsten Temperaturniveau liegt. Dies liegt darin begründet, dass der Entgaser-Wärmestrom (in Abb. 2.1 mit  $\dot{Q}_E$  gekennzeichnet) auf einem höheren Temperaturniveau liegen muss, um den Kältemitteldampf aus der Lösung auszutreiben. Am Kondensator wird der Wärmestrom  $\dot{Q}_K$ , der den Nutzen der Anlage darstellt, auf einem niedrigeren Temperaturniveau abgeführt. Betragsmäßig ist er dafür größer, wie auch in Abb. 2.2 durch die Breite des Pfeiles gekennzeichnet. Dies deutet an, warum AWP selten zum Heizen eingesetzt werden. Es bedarf eines exergetisch höherwertigen Wärmestromes, um einen Wärmestrom bereitzustellen, der auf einem niedrigeren Temperaturniveau liegt.

### Hybrid-Absorptions-Kompressions-Wärmepumpe

Der Kreislauf der Hybrid-Absorptions-Kompressions-Wärmepumpe (HACHP) besteht neben dem Kompressionsteil, der durch einen mechanischen Verdichter angetrieben wird, aus einem Lösungsteil. In diesem wird die Druckerhöhung durch eine Lösungspumpe erreicht. Ebenso, wie beim klassischen Absorptionskreislauf, wird der Vorteil der Kompression eines inkompressiblen Fluides genutzt, wodurch die aufzuwendende Leistung zum Erreichen eines vorgegebenen Druckanstieges geringer ausfällt. Anders als bei den Absorptionskreisläufen, wird kein "Austreiber-Wärmestrom" auf hohem Temperaturniveau benötigt. Allerdings muss für den Antrieb des mechanischen Verdichters reine Exergie (mechanische oder elektrische Antriebsenergie) aufgewendet werden. Im Gegensatz zu Wärmetransformatoren ist der apparative Aufwand geringer, da zwei Wärmeübertrager weniger benötigt werden. Neben den grundlegenden Wärmepumpenkreisläufen ist in Abb. 2.2 schematisch verdeutlicht, wie die Temperatur- und Druckniveaus zueinander im Verhältnis stehen. Die farbigen Pfeile symbolisieren den jeweiligen Heizwärmestrom. Dabei spiegelt die Dicke die relative Größenordnung der Wärmeströme bei dem jeweiligen Temperaturniveau wider.

Innerhalb einer Absorptionsanlage zirkuliert das Kältemittelgemisch nur im Absorptionskreislauf (der Rest der Anlage, insbesondere Kondensator und Verdampfer, werden mit nahezu reinem Kältemittel betrieben). Dagegen durchlaufen in der Hybridwärmepumpe sowohl das Lösungsmittel wie auch das Kältemittel die phasenwechselnden Wärmeübertrager. Dadurch werden die zentralen Wärmeübertrager Kondensator und Verdampfer um die Vorgänge von Absorption und Desorption des Absorptionswärme-

pumpenkreislaufs erweitert. Aus diesem Grund wird der Kondensator hier als Resorber bezeichnet. Entsprechend wird für den Verdampfer der Begriff Entgaser verwendet. Eine nähere Erläuterung dazu ist in Abschnitt 3.3 zu finden. Die Absorption des Kältemitteldampfes durch die arme Lösung findet also im Resorber statt, die Desorption wiederum im Entgaser. Durch den Einsatz eines Kältemittels und eines Absorbens, entsteht ein Zweistoffgemisch aus einer leichter siedenden Komponente (Kältemittel) und einem Schwersieder (Absorbens), das je nach Prozessschritt unterschiedliche Zusammensetzungen aufweist. Der Kreislauf der HACHP lässt sich somit in drei Bereiche unterschiedlicher Konzentration (vgl. auch Abb. 3.2) unterteilen:

- hoher Anteil des Kältemittels am Gemisch (reiche Lösung)
- geringer Anteil des Kältemittels am Gemisch (arme Lösung)
- (annähernd) reiner Kältemitteldampf

Im Entgaser wird – im Gegensatz zum Verdampfer – das Zweistoffgemisch nicht vollständig verdampft, sondern nur ein Teil des Leichtsieders ausgetrieben. Dieses liegt in dem hohen Temperaturgleit  $\Delta^G T$  des Gemisches Ammoniak-Wasser begründet, siehe Abb. 2.6. Der Temperaturgleit ist die sich ändernde Siedetemperatur aufgrund der sich ändernden Zusammensetzung während des Entgasungsprozesses. Da zunächst hauptsächlich die leichtersiedende Komponente verdampft, verarmt die Lösung an Leichtsieder. Daraus ergibt sich eine steigende Siedetemperatur. Die Differenz zwischen Siede- und Taulinie bei einer festen Gesamtzusammensetzung ist der Temperaturgleit. Sie muss bei der vollständigen Verdampfung eines zeotropen Stoffgemisches zusätzlich zur Verdampfungsenthalpie aufgebracht werden. Der Vorteil des vorliegenden Gemisches von  $\text{NH}_3$  mit  $\text{H}_2\text{O}$  liegt, wie eingangs bereits erwähnt, in der deutlichen Senkung des Druckniveaus. Die resultierenden Teilströme (Kältemitteldampf und flüssige arme Lösung) werden von einem Verdichter, respektive einer Pumpe, auf Kondensationsdruck verdichtet. Die arme Lösung wird beim Passieren eines internen Wärmeübertragers vorgewärmt und im Resorber mit dem Kältemitteldampf zusammengeführt, wo es zur Absorption des Kältemittels und damit einhergehend zur Freisetzung von Lösungswärme kommt. Das Expansionsventil dient dazu, den Systemdruck auf das niedrige Druckniveau zu senken.

Aus der Hybridbauweise von Kompressions- und Absorptionswärmepumpe ergeben sich verschiedene Vorteile für den Betrieb: Durch die Lösung von  $\text{NH}_3$  in  $\text{H}_2\text{O}$  sinkt der Sättigungsdruck je nach Zusammensetzung, im vorliegenden Fall auf etwa die Hälfte des Reinstoff-Sättigungsdruckes bei gleicher Temperatur. Dies hat zur Folge, dass Rohrleitungen und Armaturen geringeren Belastungen standhalten müssen und somit die Anlage entsprechend günstiger konzipiert werden kann.

Ein weiterer Vorteil ist, dass während des Kondensationsprozesses zuerst überwiegend der Schwersieder ( $\text{H}_2\text{O}$ ) in die flüssige Phase übergeht. Dadurch sinkt der Sättigungsdruck der Gasphase, die an Schwersieder verarmt. Die Wärmeabgabe findet dadurch nicht isotherm wie beim Reinstoff statt. Man spricht vom Temperaturgleit des Wärmeübergangs. Analog läuft der Prozess bei der Entgasung ab. Hierbei steigt die Sättigungstemperatur der Flüssigphase, die an Leichtsieder verarmt. Wesentlicher Vorteil dieses

Verhaltens ist die mögliche Anpassung der gleitenden Temperaturen an das Sekundärmedium, welches Wärme aufnimmt bzw. an den HACHP-Prozess abgibt. Bei diesem handelt es sich i.d.R. um einphasige Medien, deren Temperatur mit der Wärmeaufnahme bzw. -abgabe direkt steigt bzw. sinkt. Da die Entropieerzeugungsrate beim Wärmeübergang quadratisch mit der Temperaturdifferenz zwischen wärmeabgebendem Fluid und wärmeaufnehmendem Fluid wächst, ist die Anpassung der Temperaturprofile in den Wärmeübertragern wichtig zur Effizienzsteigerung. Eine detailliertere Beschreibung dieses Vorganges und der Auswirkung auf den Wirkungsgrad der Wärmeübertragung ist in Abschn. 2.2.1 zu finden.

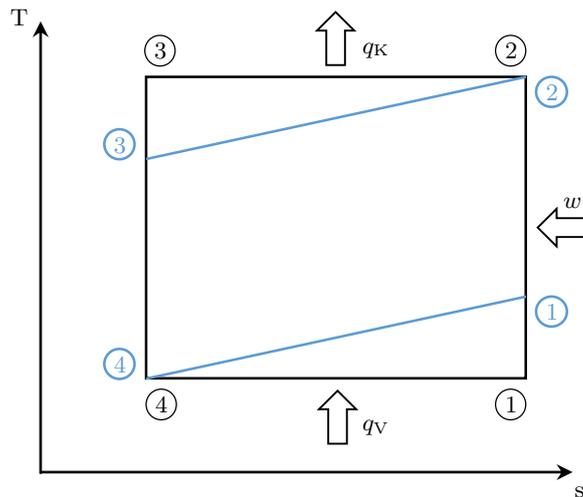


Abbildung 2.3: Vergleich: Lorenz-Prozess (blau) vs. Carnot-Prozess (schwarz)

Während der Carnot-Prozess als Vergleichsprozess der Kompressionswärmepumpe aus zwei isothermen und zwei isentropen Zustandsänderungen besteht, wird für die HCAHP der Lorenz-Prozess zum Vergleich herangezogen. Es werden die Wärmeaufnahme und -abgabe bei gleitender Temperatur durchgeführt. Abb. 2.3 zeigt den Vergleich von Carnot- (schwarz)- und Lorenz-Prozess (blau). Dabei ist der Lorenz-Prozess der energetisch günstigere: Durch den Temperaturgleit während des Phasenwechsels verringern sich die Temperaturdifferenzen von Punkt (1) zu (2), sowie von Punkt (3) zu (4), wodurch die aufzuwendende Verdichterleistung geringer ausfällt [21]. Zudem findet auf der Sekundärfluidseite (wie oben beschrieben) kein Phasenwechsel statt, weshalb im Optimalfall der Temperaturgleit des Kältemittels für eine konstante Grädigkeit (treibende Temperaturdifferenz zwischen den beiden Medien) bei der Wärmeübertragung sorgt.

Die Herausforderung bei der Entwicklung dieser Art der Wärmepumpe, insbesondere für Hochtemperaturanwendungen, ist die Wahl eines geeigneten Kältemittels, bzw. Kältemittel-/Lösungsmittelgemisches. Wie bereits in Abschn. 1 erwähnt, müssen die Anforderungen hinsichtlich Umweltverträglichkeit erfüllt sein. Technische Voraussetzung zur Wahl des Gemisches ist eine gute Mischbarkeit von Lösungs- und Kältemittel. Weiterhin muss das maximale Druckniveau sicherheitstechnisch vertretbar sein. Auch das minimal auftretende Druckniveau besitzt technische Relevanz, da Unterdruck bei Leckagen zum Eintreten von Umgebungsluft oder Sekundärfluid und somit Verunreinigung des

Arbeitsfluides führen kann. Um ein möglichst reines, gasförmiges Kältemittel abscheiden zu können, sollten auch die Siedetemperaturen der Reinstoffe möglichst weit auseinander liegen. Aus thermodynamischer Sicht sind weitere vorteilhafte Eigenschaften eine hohe volumetrische Kälteleistung und eine hohe Verdampfungsenthalpie. Dazu sollte für einen guten Wärmeübergang auch die Wärmeleitfähigkeit hoch sein. Als gut geeignet für alle diese Anforderungen hat sich neben einem Gemisch aus Wasser und Lithiumbromid das natürliche Arbeitsstoffpaar Wasser/Ammoniak herausgestellt.

Ammoniak ( $\text{NH}_3$ ) ist in der Kältetechnik schon länger als Kältemittel etabliert. Lösungen mit Wasser werden unter der CAS-Nummer 1336-21-6 zusammengefasst [22]. Ammoniak selbst ist ein farbloses, korrosives und giftiges Gas. Durch seinen starken Geruch vermindert sich das Gefahrenpotential, da die Geruchsschwelle von 5 ppm deutlich unter der lebensgefährlichen Konzentration von ca. 1700 ppm in Luft liegt [23]. Auf Grund der korrosiven Eigenschaften ist es notwendig, Edstahlarmaturen zu verwenden. Insbesondere Kupfer ist nicht Ammoniak-beständig. Ein großer Vorteil ist die gute Löslichkeit von Ammoniak in Wasser, die einerseits prozesstechnisch günstig ist, da i.d.R. keine zusätzlichen Maßnahmen zur Durchmischung notwendig sind. Andererseits ist selbst unter Umgebungsbedingungen ein großer Teil im Wasser gelöst. Dadurch verringert sich die Gefährdung im Falle einer Freisetzung. Zudem sinkt durch die Mischung mit Wasser der Kondensationsdruck gegenüber reinem Ammoniak bei gleicher Temperatur.

Ausgehend von dem zuvor Beschriebenen, wurde in der vorliegenden Studie eine Pilotanlage einer HACHP mit einer Heizleistung von 50 kW untersucht. Ein wichtiges Ziel war der Einsatz von geeigneten, skalierbaren und zuverlässigen Standardkomponenten, da nach heutigem Stand nur wenige Anlagen bis zur Marktreife entwickelt wurden. Zwei dieser wenigen Anlagen wurden in den frühen 80er Jahren als Teil eines Heizungsnetzes in Bukarest [24], [8] und in einem Industriepark in West-Berlin [9] wissenschaftlich untersucht. Beide Anlagen wurden in großem Maßstab mit einer thermischen Leistung 4,5 MW bzw. 0,5 MW jeweils als einstufiger Prozess ausgelegt. Von MUCIC [25] wurde über zwei weitere industrielle Anwendungen von HACHP berichtet - eine von 1985 mit einer thermischen Leistung von 0,5 MW bei den Stadtwerken in Mannheim und eine von 1990 mit einer thermischen Leistung von 1 MW in einer Chemiefabrik. Diese Anlagen waren halb-kommerziell und maßgeschneidert auf die dortigen Anforderungen. Weitere Forschungen am Norwegian Institute for Energy Technology [26], [15], [27] mündeten in der Ausgründung der *Firma Hybrid Energy AS*, welche bereits mehr als zehn kommerzielle Anlagen mit thermischen Leistungen zwischen 0,15 MW und 1,4 MW in skandinavischen Ländern installiert haben. Über den Betrieb, die energetische Effizienz und den wirtschaftlichen Erfolg dieser Anlagen ist leider wenig bekannt.

Die zur Zeit am häufigsten untersuchten Wärmepumpensysteme sind ein- oder mehrstufige Kompressionskreisläufe, die entweder Butan oder kürzlich entwickelte synthetische Kältemittel (R1234yf, R1234ze, HFO-1336mzz) verwenden und jeweils einen hohen COP versprechen. Diese sind bislang jedoch nicht am Markt verfügbar, sodass keine belastbaren Betriebsdaten verfügbar sind. Gründe dafür sind wahrscheinlich, dass diese Arbeitsfluide entweder explosiv oder relativ teuer gegenüber natürlichen Kältemitteln sind [28], [29], [30], [31], [32]. Im Jahr 2012 mussten laut NAEGLER [33] in allen EU28-Ländern insgesamt über 2000 PJ an Wärme auf einem Temperaturniveau von unter

100 °C geliefert werden. Die entsprechenden Wärmesenken setzen sich aus industriellen Prozessen (Prozesswärme) und Gebäudeheizung zusammen, die bisher durch konventionelle Heiz-Systeme versorgt werden. Allein in Deutschland beträgt dieser Wärmebedarf jährlich mehr als 430 PJ [34], [33]. Dahingegen wird Wärme auf einem Temperaturniveau von unter 50 °C häufig an die Umgebung abgegeben, da keine Alternativen zur Verwertung dieser Abwärme bereit stehen oder der Anfall dieser Wärme aus einer Kühlung resultiert. Aus rein ökonomischer Sicht ist das Erreichen von Zieltemperaturen mit einer HACHP von bis zu 150 °C [35] bei einem Temperaturhub von 60 K sinnvoll [36]. Um diesen Markt zu erschließen, muss die HACHP mit dem Ammoniak/Wasser-Gemisch als Arbeitsfluid in dem oben genannten Temperaturbereich ökonomisch besser sein als Standard-Kompressions-Anlagen [35]. Für Kondensationstemperaturen über 100 °C steht aber kein geeignetes Arbeitsfluid zur Verfügung. Hinzu kommt, dass die Verdichter-Austrittstemperatur beim Kompressionskreisprozess deutlich oberhalb der Kondensationstemperatur liegen kann (z.B. 200 °C). In diesem Fall kann es bereits zum Zerfall des Schmieröls kommen. Ein Hauptvorteil des HACHP-Anlagentypes sind daher die niedrigen absoluten Drücke, wodurch Standard-Ammoniak-Komponenten verwendet werden können, die bis zu einem Druck 25 bar zertifiziert sind. Dies führt zu niedrigeren Investitionskosten gegenüber Anlagen, die mit reinem Ammoniak betrieben werden. Durch den größeren Temperaturhub ist es außerdem möglich, Synergieeffekte zu erzielen, indem die niedrige Austrittstemperatur der Wärmequelle, über die die Anlage versorgt wird, zur Kühlung von weiteren Prozessen genutzt wird. In diesem Fall wird die entstehende Kühlleistung dem COP zugerechnet, wodurch die oben beschriebene Grenze für die Wirtschaftlichkeit durch den Primärenergiefaktor verschoben wird. Die Verdichtungs-Endtemperatur von ölfreien Verdichtern beschränkt zur Zeit die Entwicklung von HACHP, wie JENSEN [37] berichtet. Daher sind ölgeschmierte Verdichter die notwendige Alternative, wodurch allerdings wiederum die Verunreinigung des Arbeitsfluides mit Öl und die Gefahr des Aufschäumens kontrolliert werden muss.

Vielfach werden in der Literatur unter Verwendung von kalorischen Zustandsgrößen und Annahme des Vapor-Liquid-Equilibrium (Phasengleichgewicht – kurz: VLE) Prozesssimulationen zur Bewertung der Effizienz durchgeführt. Dabei werden die einzelnen Anlagen-Komponenten durch Energie- und Stoffbilanzen miteinander verknüpft, wie zum Beispiel von NORDVEDT [15] oder HANNL [12]. Mit Hilfe der Transportgrößen lassen sich außerdem Wärme- und Stoffübergang abschätzen und Apparate dimensionieren. Ein Beispiel für die Bewertung der einzelnen Modelle für Transportgrößen erarbeiteten KÆRN ET AL. [38]. Sie ermittelten Unterschiede in den Berechnungsergebnissen, abhängig vom gewählten Modell, von bis zu 12,3 %. Die von den oben genannten Autoren vorgeschlagenen Methoden zur Kreislaufsimulation und Berechnung des Wärmeüberganges werden auch innerhalb dieser Arbeit eingesetzt.

## 2.2 Wärme- und Stoffübergang im Plattenwärmeübertrager

Die Ausgleichsvorgänge von Temperatur- und Konzentrationsdifferenzen (genauer: Differenzen des chemischen Potentials) beeinflussen sich gegenseitig, weshalb ihre Betrachtung häufig gemeinsam geschieht. Allein die stofflichen Eigenschaften, die in beide Berechnungen einfließen, sind jeweils u.a. von den intensiven Zustandsgrößen Temperatur und Zusammensetzung abhängig. Innerhalb dieser Arbeit nicht berücksichtigt sind Kopplungsphänomene, wie der Soret-Effekt, der einen Diffusionsstrom aufgrund eines Temperaturgradienten zur Folge hat oder der umgekehrt wirkende Dufour-Effekt.

### 2.2.1 Wärmetransport

Wärmeübertrager allgemein bilden in energietechnischen Anlagen eine Gruppe häufig eingesetzter Komponenten. Sie sind die Schnittstelle zwischen zwei Prozessen, wenn Wärmeenergie, gemäß dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik, von einem Medium höherer Temperatur auf ein anderes mit niedrigerer Temperatur übertragen wird. Da diese beiden Medien durch eine für sie undurchlässige Wand voneinander getrennt sind, findet dabei zwischen ihnen kein stofflicher Austausch statt.

Detaillierter betrachtet, handelt es sich um eine Kopplung verschiedener Wärmeübergangsmechanismen. Das Temperaturniveau des wärmeabgebenden Mediums stellt das höchste Potential gegenüber dem wärmeaufnehmenden Medium dar. Während eines stationär ablaufenden Prozesses, bei dem die Wärmestromdichte senkrecht zur Wand konstant ist, wird der Wärmestrom an die Oberfläche der separierenden Wand übertragen, wodurch deren thermische innere Energie konstant bleibt. Dabei überlagern sich die drei Mechanismen Wärmestrahlung, Wärmeleitung und konvektiver Wärmeübergang. Jedoch sind die Temperaturdifferenzen zwischen den Medien typischerweise so gering, dass Wärmestrahlung keinen signifikanten Einfluss hat. Außerdem ist aufgrund der hohen Turbulenz innerhalb der Strömung der konvektive Wärmetransport derart ausgeprägt, dass er die Wärmeleitung um Größenordnungen übersteigt. Somit ist die Konvektion für die Strömungsprozesse innerhalb dieser Arbeit der dominierende Mechanismus. Sie beschreibt den Wärmeübergang eines strömenden Fluides in der Nähe von Phasengrenzen bzw. festen Oberflächen. Die Berechnung erfolgt allgemein über das *Newtonsche Abkühlungsgesetz* [39] nach Gleichung 2.4.

$$\dot{q} = \alpha(T_{\text{Wand}} - T_{\text{Fluid}}) \quad (2.4)$$

Tatsächlich ist eigentlich der Temperaturgradient  $\partial T/\partial z$  die treibende Kraft. Dieser ist in Abb. 2.4 in Wandnähe beispielhaft als gestrichelte Linie dargestellt. Zu erkennen ist, dass der Gradient mit steigendem Abstand normal zur Übertragungsfläche  $A$  abnimmt, wodurch für die Berechnung ein integrativer Ansatz notwendig ist, der aber durch die Einführung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  mit der einfachen Temperaturdifferenz zwischen Wand  $T_{\text{W}}$  und Fluid  $T_{\text{F}}$  ersetzt wird.

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  beschreibt die Güte des konvektiven Wärmetrans-

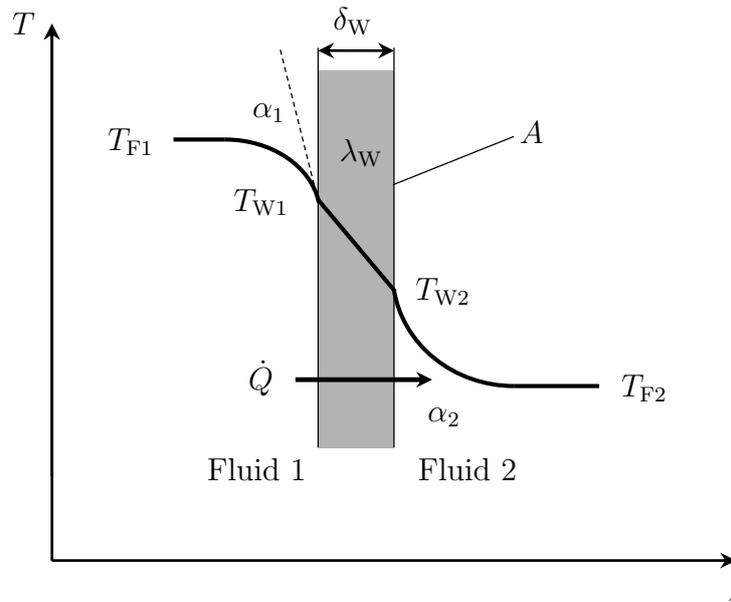


Abbildung 2.4: Wärmedurchgang durch eine ebene Wand

portes und wird i.d.R. mit empirischen Gleichungen bestimmt. Denn analytische Lösungen sind nur für Sonderfälle möglich, wie die laminare Rohrströmung oder Überströmung ebener Platten. In diesen Fällen muss das Temperaturprofil bekannt sein, das wiederum von den Strömungsbedingungen abhängt, s. z.B. [40].

Für den Fall, dass innerhalb der Wand ein Temperaturgradient vorliegt, leitet das molekulare Gitter der Wand die Wärme entlang dieses Gradienten. Dieser Prozess wird allgemein als Wärmeleitung oder Konduktion bezeichnet. Dieser Wärmetransportmechanismus innerhalb einer ruhenden Phase wird durch das *Fouriersche Gesetz* [41] beschrieben. Es enthält die vom Druck  $p$ , der Temperatur  $T$  und der Zusammensetzung  $\xi$  abhängige Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , die eine thermophysikalische Stoffgröße ist, sowie den Gradienten der Temperatur nach dem Ort  $\text{grad } T$ . Gl. 2.5 zeigt den Anteil der Wärmestromdichte in Richtung der  $z$ -Koordinate.

$$\dot{q}_z = -\lambda(p, T, \xi) \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.5)$$

Im Falle der festen Wand ist die Zusammensetzung zeitlich und örtlich unveränderlich. Außerdem ist die Abhängigkeit vom Druck bei Festkörpern sehr gering. Die Wärmeleitfähigkeit kann somit als eine Funktion der Temperatur betrachtet werden.

Demgegenüber sind die zuvor genannten Einflussgrößen für die Wärmeleitfähigkeit des fluiden Kältemittels sehr wohl von Bedeutung. In Abschnitt 2.2.4 wird detailliert darauf eingegangen, welche Auswirkungen sie auf die Transportgrößen  $\lambda$  und die dynamische Viskosität  $\eta$  haben. Ihre Bestimmung ist deshalb notwendig, da sie für die Berechnung des konvektiven Wärmeüberganges benötigt werden und von zentraler Bedeutung sind.

Über die dimensionslose Kennzahl, die von *Wilhelm Nußelt* [42] eingeführt wurde, wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  mit der charakteristischen Länge  $L$  multipliziert

und dieses Produkt mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  ins Verhältnis gesetzt.

$$\text{Nu} = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (2.6)$$

Anschaulich lässt sich die Bedeutung in Abb. 2.4 erkennen. Denn das Verhältnis aus  $\alpha$  und  $\lambda$  entspricht in guter Näherung dem Gradienten des Temperaturprofils an der Wand, bei der die wandnächste Fluidschicht aufgrund der Haftbedingung nur konduktiv Wärme transportiert. Die Bestimmung von Nu-Zahlen erfolgt typischerweise mit Hilfe von empirisch ermittelten Potenzbeziehungen, die auf Basis von experimentellen Daten und unter Einbeziehung der Ähnlichkeitstheorie für Wärme- und Stoff- sowie Impulstransport entwickelt wurden. Häufig sind die Gleichungen zur Berechnung von Nu-Zahlen in der Form wie Gl. 2.7 angegeben. Die Parameter  $c_1$ ,  $c_2$  und  $c_3$  werden dabei an experimentelle Ergebnisse angepasst.  $\zeta$  ist der Widerstandsbeiwert, der auch zur Berechnung des Druckverlustes genutzt wird, und  $l/d$  beschreibt grob den geometrischen Einfluss des vorliegenden Anwendungsfalles.

$$\text{Nu} = c_1 \text{Re}^{c_2} \text{Pr}^{c_3} f\left(\zeta, \frac{l}{d}, \dots\right) \quad (2.7)$$

Außerdem fließen Re-Zahl und Pr-Zahl in die Berechnung ein. Diese verknüpfen das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften respektive Temperaturfeld und Geschwindigkeitsfeld miteinander:

$$\text{Re} = \frac{w L_{\text{char}}}{\nu} \quad (2.8) \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{a} \quad (2.9)$$

Die Geschwindigkeit  $w$  ist bei einphasigen Strömungen die mittlere Geschwindigkeit (bei Kanalströmungen) bzw. die der freien Strömung außerhalb der Grenzschicht. Bei zweiphasigen Strömungen wird eine äquivalente Geschwindigkeit definiert. Die Pr-Zahl ist für die Gas- und die Flüssigphase separat zu berechnen. Der gesamte Wärmedurchgang durch eine ebene Wand wird durch den Wärmedurchgangskoeffizienten beschrieben, der sich aus als Summe der Einzelwiderstände berechnen lässt (s. Gl. 2.10)

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_{F1}} + \frac{\delta_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_{F2}} \right)^{-1} \quad (2.10)$$

Obwohl sich die Wärmeübergangskoeffizienten bei lokaler Betrachtung im Strömungsverlauf in der Regel deutlich verändern, werden in der Praxis häufig mittlere Werte verwendet. Unter dieser Voraussetzung lässt sich der übertragene Wärmestrom auch für einen Plattenwärmeübertrager mit der folgenden Gleichung bestimmen:

$$\dot{Q} = k A \Delta T_m. \quad (2.11)$$

Die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta T_m$  ist hierin insofern von Bedeutung, als dass sie ein Maß für die exergetische Effizienz eines Wärmeübergangsprozesses ist. Bei einer hohen treibenden Temperaturdifferenz wird während des Transports der Wärmeenergie

mehr Entropie erzeugt, als bei einer geringen. Dies verdeutlicht der zweite Hauptsatz der Thermodynamik für den betrachteten Prozess. Dazu wird vereinfachend die in Abb. 2.4 dargestellte Wand als einzelnes System betrachtet und energetisch bilanziert. Im stationären Fall tritt der Wärmestrom  $\dot{Q}$  auf der linken Seite in das System ein und auf der rechten wieder heraus. Dabei beträgt die Temperatur auf der linken Seite der Wand  $T_{W1}$  und auf der rechten Seite  $T_{W2}$ . Somit lautet die Entropiebilanz-Gleichung für dieses System:

$$0 = \frac{\dot{Q}}{T_{W1}} - \frac{\dot{Q}}{T_{W2}} + \dot{S}_{\text{irr}} \Leftrightarrow \dot{S}_{\text{irr}} = \frac{T_{W2} - T_{W1}}{T_{W2}T_{W1}}\dot{Q}. \quad (2.12)$$

Die Entropieerzeugungsrate  $\dot{S}_{\text{irr}}$  ist also direkt von der Differenz der beiden Temperaturen abhängig. Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  ist selbst ebenfalls von der treibenden Temperatur abhängig, so dass sich insgesamt ein quadratisches Verhältnis ergibt. Daraus ergeben sich die Exergieverluste bei der Wärmeübertragung zu:

$$\dot{E}x_v = T_U \dot{S}_{\text{irr}} \quad (2.13)$$

Hinzu kommen mechanische Verluste aufgrund von Reibung innerhalb der Strömung. Diese Dissipation, die in Form des Druckverlustes messbar ist, wird zusätzlich in Wärmeenergie umgewandelt, die an das Fluid übertragen wird. Ein exergetisch möglichst effizienter Wärmeübertrager arbeitet also bei einer geringen mittleren Temperaturdifferenz und einem geringen Druckverlust. Beides trägt zu einer geringen Entropieerzeugungsrate  $\dot{S}_{\text{irr}}$  bei. Zwei Möglichkeiten bestehen zur Minimierung der treibenden Temperaturdifferenz (vgl. Gl. 2.11): Zum einen ist dies eine vergrößerte Übertragungsfläche  $A$ . Da diese Maßnahme mit einem größeren Materialaufwand einhergeht, ist dies jedoch in der Praxis selten gewünscht. Außerdem erhöht sich durch einen längeren Aufenthalt des Fluides im Apparat der Druckverlust, da der Strömungsweg verlängert wird. Die zweite Möglichkeit besteht in der Steigerung des Wärmedurchganges  $k$ , welches u.a. Ziel der vorliegenden Arbeit ist.

### 2.2.2 Wärmetransport bei der Kondensation/Absorption

Der Wärmetransport während des Phasenwechsels des Arbeitsmediums zeichnet sich allgemein dadurch aus, dass sehr hohe Wärmeübergangskoeffizienten erreicht werden. Im Falle der Kondensation in einem Plattenwärmeübertrager wird während dieses Vorganges die Verdampfungsenthalpie entzogen und an ein Wärmeträgermedium (Sekundärfluid) abgeführt. Ist die Kondensation durch eine Absorption überlagert, wird ggf. zusätzlich Lösungswärme frei, wie dies beim in dieser Untersuchung eingesetzten Gemisch aus  $\text{NH}_3$  und  $\text{H}_2\text{O}$  der Fall ist. Dies wird in Abb. 2.5 verdeutlicht. Während des Phasenwechsels von gasförmig zu flüssig wird einerseits die Verdampfungsenthalpie der beiden Komponenten frei (gestrichelte Linie) und in dem hier beschriebenen Fall die Lösungswärme als Differenz zwischen dem tatsächlichen (durchgehende Linie) und dem idealen Verlauf in Abhängigkeit der gewichteten molaren Zusammensetzung  $x$ . Die Verdampfungsenthalpie ist die Differenz zwischen der Enthalpie einer trocken gesättigten Dampfphase und der

Enthalpie der hierzu bei gleichem Druck  $p$  und gleicher Temperatur  $T$  mit der zugehörigen Gleichgewichtszusammensetzung (Abb. 2.6) befindlichen siedenden Flüssigkeit. Ist eine Phase nicht in der zu  $p$  und  $T$  gehörigen Gleichgewichtszusammensetzung, muss ein weiterer energetischer Teil berücksichtigt werden. Dieser stark reale Verlauf unterscheidet das Stoffpaar  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  von vielen anderen Arbeitsfluiden, insbesondere von den Reinstoffen.

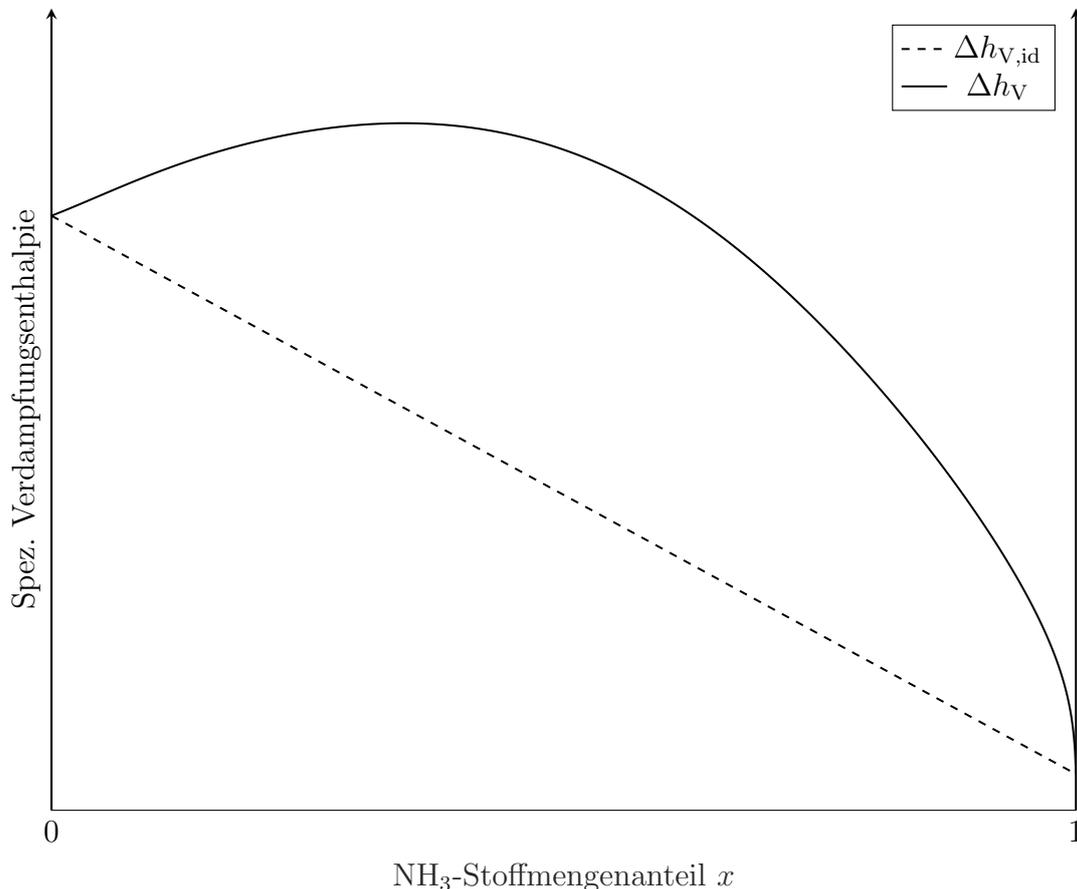
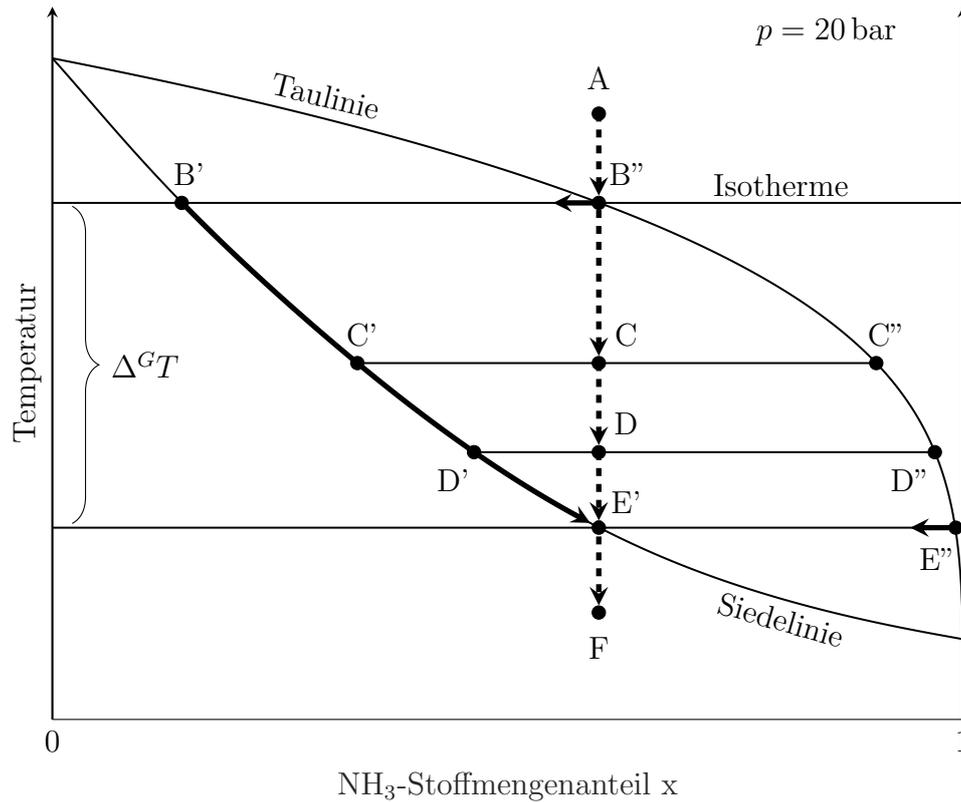


Abbildung 2.5: Massenspezifische Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_V$  des  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches in Abhängigkeit des  $\text{NH}_3$ -Stoffmengenanteils  $x$

Zwei Unterscheidungen lassen sich treffen, die für das Verständnis des vorliegenden Falles relevant sind. Die erste ist der Wärmeübergang eines Reinstoffes gegenüber dem eines zeotropen Stoffgemisches. Der Übergang von der gasförmigen zur flüssigen Phase des zeotropen Gemisches zweier Stoffe mit unterschiedlichen Siedepunkten wird nicht durch eine eindeutige Dampfdruckkurve beschrieben, die Siededruck und Siedetemperatur direkt miteinander verknüpft. Siedelinie und Taulinie umschließen bei konstantem Druck das Zweiphasengebiet, wie in Abb. 2.6 zu sehen ist und sind jeweils eigenständige Funktionen.

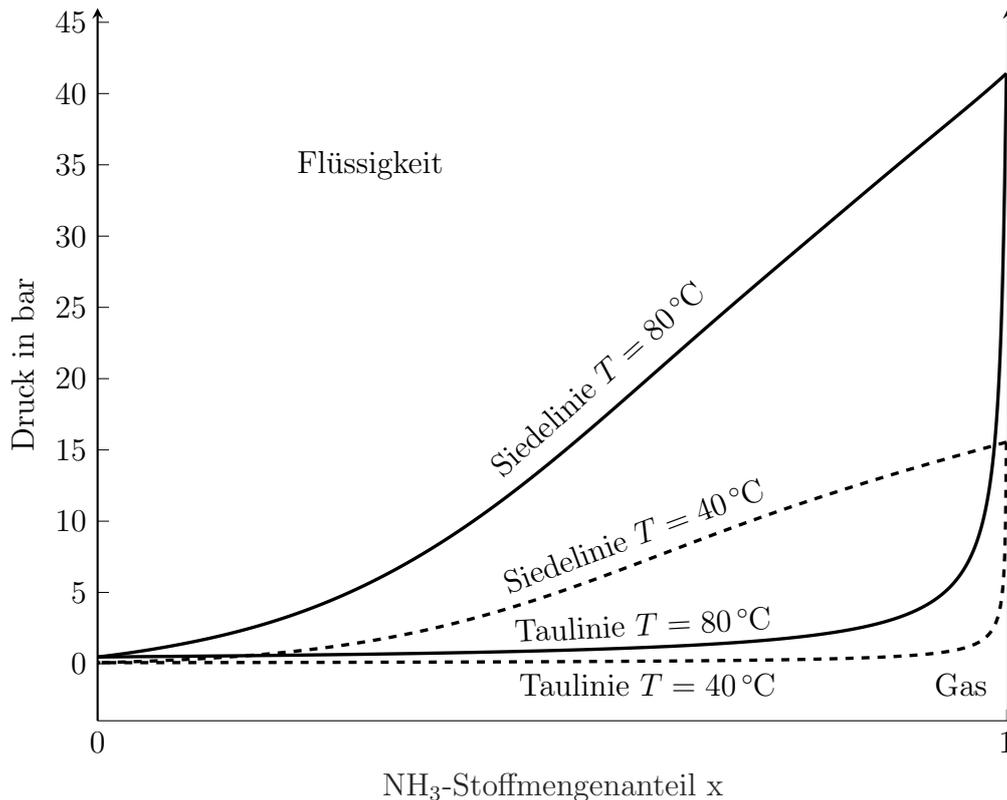
Auf der  $x$ -Achse ist der Stoffmengenanteil an Leichtsieder ( $\text{NH}_3$ ) aufgetragen, auf der  $y$ -Achse die Temperatur. Wird nun ein Dampfgemisch (A) abgekühlt, bis der erste

Abbildung 2.6:  $T,x$ -Diagramm des  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches bei konstantem Druck

Flüssigkeitstropfen ( $B'$ ) entsteht, kondensiert hauptsächlich die schwerer siedende Komponente. Dadurch hat der Tropfen einen geringeren Anteil an Leichtsieder, entsprechend der Siedelinie an der Stelle, an der sie von der Isothermen geschnitten wird. Durch weiteren Wärmeentzug kondensiert Dampf der Zusammensetzung, die durch die Taulinie beschrieben ( $C''$ ) wird. Flüssigkeit und Dampf stehen dabei im Phasengleichgewicht. Die Zusammensetzung zweiphasigen Gemisches bleibt als geschlossenes bzw. stationär strömendes Gesamtsystem konstant ( $C$ ). Es steigt in der Flüssigphase der Anteil des Leichtsieders (in diesem Fall  $\text{NH}_3$ ) entlang der Siedelinie ( $C'$  nach  $D'$ ) bis die letzte Gasblase ( $E''$ ) vollständig kondensiert ist ( $E'$ ). Dieses Verhalten führt dazu, dass der Kondensationsvorgang bei einer sinkenden Temperatur abläuft. Bezeichnet wird dies mit dem bereits erwähnten Temperaturgleit.

Als zweite Unterscheidung wird die gleiche Zustandsänderung bei konstantem Druck und unter Berücksichtigung eines Druckverlustes betrachtet. Durch diesen Strömungsreibungsverlust ist der Druck im Endzustand geringer als im Ausgangszustand. Da Siedetemperatur und Druck miteinander gekoppelt sind, sinkt folglich auch die Siedetemperatur. Daher muss wiederum zusätzliche Energie abgeführt werden, um das Medium zu verflüssigen.

Welche Auswirkung der Druck auf den Kondensationsvorgang hat lässt sich in Abb. 2.7 gut erkennen. Im  $p,x$ -Diagramm ist ähnlich dem  $T,x$ -Diagramm der Druck über der mo-

Abbildung 2.7:  $p,x$ -Diagramm des  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches bei konstanten Temperaturen

laren Zusammensetzung aufgetragen. Bei  $x = 0$  ist der Stoffmengenanteil von  $\text{H}_2\text{O}$  eins. Das bedeutet, es liegt reines Wasser vor. Der Dampfdruck  $p^s$  zu  $T = 80^\circ\text{C}$  bzw.  $T = 40^\circ\text{C}$  liegt entsprechend bei  $p^s(80^\circ\text{C}) = 0,47$  bar bzw.  $p^s(40^\circ\text{C}) = 0,07$  bar. Demgegenüber liegt der Dampfdruck für reines  $\text{NH}_3$  bei  $p^s(80^\circ\text{C}) = 41,4$  bar bzw.  $p^s(40^\circ\text{C}) = 15,6$  bar. Zwischen den beiden Punkten der Reinstoffe spannen Siede- und Taulinie die Siedelinse auf. Wobei vollständig flüssiges Stoffgemisch oberhalb und vollständig gasförmiges Stoffgemisch unterhalb der Linse vorliegt. Die wesentliche Aussage des Diagrammes ist, dass der Dampfdruck von  $\text{NH}_3$  durch die Zugabe von  $\text{H}_2\text{O}$  gesenkt wird. Also lassen sich Siede- bzw. Taupunkt bei vorgegebener Temperatur über die Gemischzusammensetzung einstellen.

Die Filmkondensation ist einer von mehreren Kondensationsmechanismen, neben der Tropfenkondensation, der Misch- bzw. Sprühkondensation und der Aerosolbildung. Unterschieden wird außerdem zwischen homogener und heterogener Kondensation. Film- und Tropfenkondensation sind heterogen ablaufende Prozesse, da sich die Kondensatbildung meist an einer unterkühlten Wand vollzieht. Ist die Wand gut benetzbar, bildet sich ein Film, der i.d.R. gravitationsgetrieben abwärts strömt. Bei unzureichender Benetzbarkeit bilden sich Tropfen. Unter Misch- oder Sprühkondensation versteht man die Einspritzung von unterkühlter Flüssigkeit in die Gasphase, wodurch sich die Gasphase lokal so stark abkühlt, dass sie in der Nähe der Flüssigkeitströpfchen kondensiert.

Zur Aerosolbildung kommt es, wenn aufgrund von Abkühlung oder Druckerhöhung eine übersättigte Gasphase vorliegt und sich Kondensationskeime, wie z.B. Staubpartikel, im Gas befinden an denen sich kleine Tröpfchen anlagern können. Diese beiden Prozesse vollziehen sich homogen im Volumen verteilt.

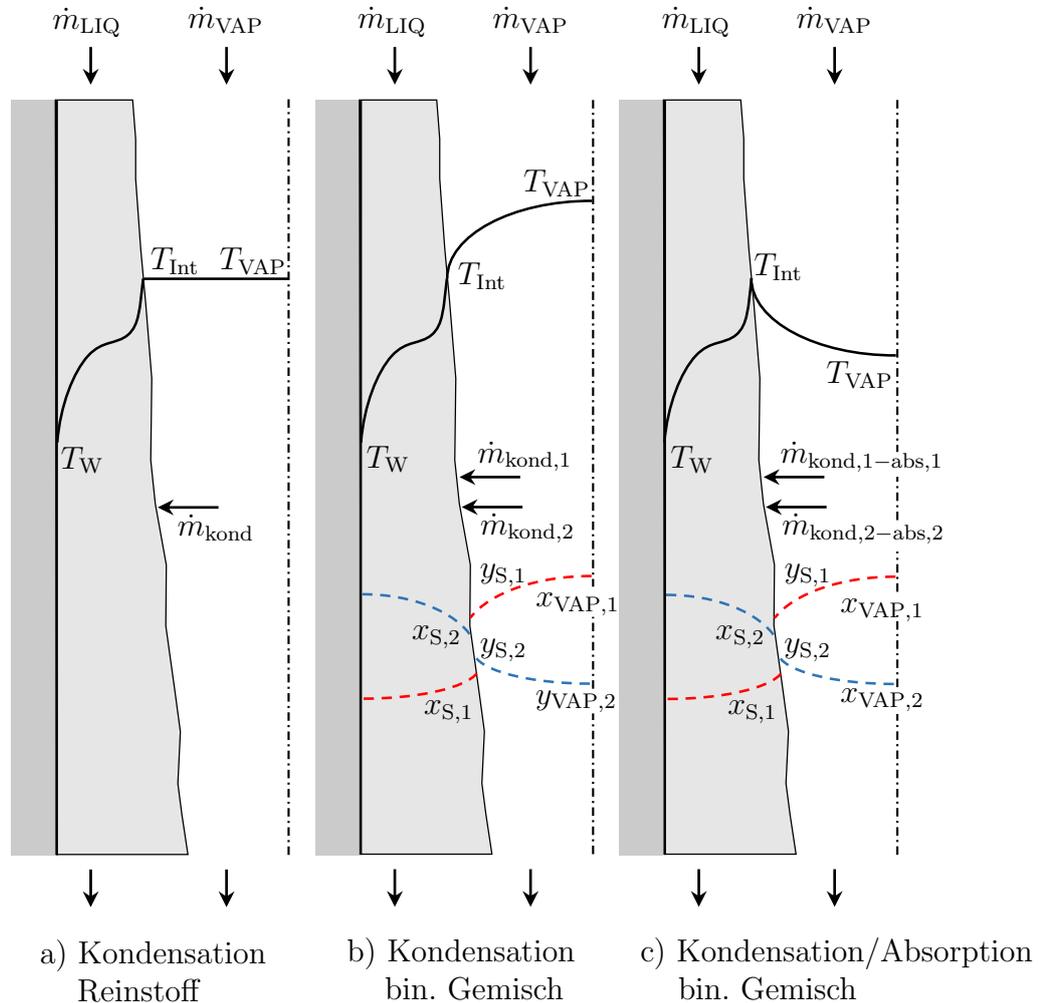


Abbildung 2.8: Temperatur- und Zusammensetzungsprofile bei der Kondensation eines Reinstoffes (a), eines binären Gemisches (b) und eines binären Gemisches mit Absorption

Technische Bedeutung in Wärmeübertragern hat vor allem die Filmkondensation. Daher ist sie häufig Gegenstand der Forschung. Begründer der Beschreibung dieses wichtigen Phasenwechselphänomens war *Wilhelm Nußelt* durch die Entwicklung der Filmtheorie eines laminar an einer senkrechten Wand abwärts strömenden Kondensatfilms ohne Einfluss der Gasphase, welcher in Abb. 2.8 dargestellt ist. Tatsächlich kommt es allerdings häufig schon bei geringen Kondensatströmen zu einer welligen Oberfläche des Films oder auch zu ausgebildeten turbulenten Strömungen im Film. In diesem Fall ist der maßgebende Mechanismus der Wärmeübertragung durch den Film die Konvektion

und nicht mehr die Wärmeleitung, wie es in der Nußelt'schen Theorie zugrunde gelegt wird. Dies schlägt sich in einem nichtlinearen Temperaturprofil im Film nieder. Außerdem ist der Einfluss der Gasphase auf die Filmoberfläche und somit auf den gesamten Film nicht zu vernachlässigen, insbesondere im Fall von strömendem Gas. Diese Strömung hat eine Schubspannung an der Filmoberfläche zur Folge, somit ein verändertes Geschwindigkeitsprofil im Film. Trotzdem wurden aufbauend auf Nußelts Theorie Ansätze entwickelt, die auf den genannten Vereinfachungen basieren. Hier sind die Ausarbeitungen [43], [44], [45] und [46] zu nennen. Nach GRIMLEY [47] treten Wellen ab einer kritischen Reynolds-Zahl auf, die sich nach folgender Gleichung berechnet:

$$\text{Re}_{\text{krit}} = \frac{w_m \delta}{\nu_{\text{LIQ}}} = \frac{\dot{m}/b}{\eta_{\text{LIQ}}} = 0,392 \left[ \left( \frac{\sigma}{\rho_{\text{LIQ}} g} \right)^{1/2} \left( \frac{g}{\nu_{\text{LIQ}}^2} \right)^{1/3} \right]^{3/4}. \quad (2.14)$$

Für einige Flüssigkeiten, wie Wasser oder das Kältemittel R12, liefert diese Gleichung eine recht gute Näherung für das Einsetzen von Wellen. Allerdings besteht noch keine allgemein gültige Theorie für die Berechnung des Einflusses der Wellenbildung. Nachfolgend wird explizit auf die Ausarbeitungen von [45] mit einigen Modifikationen der anderen Autoren eingegangen. Wie in Abb. 2.8 a) verdeutlicht, ist bei der Kondensation eines Reinstoffs bei eher geringer Gasströmung ein signifikanter Temperaturgradient nur innerhalb des Films zu erwarten. Deswegen spielt die Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Phase bei der Kondensation eine zentrale Rolle. Die Gasphase wird aufgrund der höheren molekularen Bewegung als ideal durchmischt betrachtet. Der Temperatursprung beim Phasenwechsel ist bei Reinstoffen zu vernachlässigen, da dieser im Bereich von einigen Millikelvin um die dem Systemdruck zugeordneten Sättigungstemperatur liegt [45]. Ausgehend von der Beschreibung für einen Reinstoff ist somit nur der Wärmeübergang im Film zu berechnen. Dazu wird, wie in Gl. 2.15 dargestellt, vorgegangen.

$$\text{Nu}_F = \sqrt{(C_{\text{well}} C_{\text{PH,lam}} \text{Nu}_{F,\text{lam}})^2 + (C_{\text{PH,turb}} \text{Nu}_{F,\text{turb}})^2} C_\eta C_w \quad (2.15)$$

Es ist in dieser Gleichung sowohl die laminare, örtliche Nußelt-Zahl  $\text{Nu}_{F,\text{lam}}$  als auch die turbulente, örtliche Nußelt-Zahl  $\text{Nu}_{F,\text{turb}}$  enthalten, um beide Einflüsse zu berücksichtigen. Die laminare Nußelt-Zahl nach Gleichung 2.16 beruht auf der Filmtheorie und wurde von SHAH [44] an experimentelle Daten angepasst. Die turbulente Nußelt-Zahl in Gl. 2.17 beruht auf zwei Potenzbeziehungen, entwickelt von NUMRICH [45]. Diese Anteile beziehen sich zum einen auf die laminare Unterschicht in Wandnähe und zum anderen für den Bereich der Phasengrenze:

$$\text{Nu}_{F,\text{lam}} = 0,693 \frac{1 - \frac{\rho_{\text{VAP}}}{\rho_{\text{LIQ}}}}{\text{Re}_F} \quad (2.16)$$

$$\text{Nu}_{F,\text{turb}} = \frac{0,0283 \text{Re}_{\text{VAP}}^{7/24} \text{Pr}^{1/3}}{1 + 20,52 \text{Re}_F^{-3/8} \text{Pr}^{-1/6}} \quad (2.17)$$

Außerdem werden gemäß des hier verwendeten Ansatzes [45] die Korrekturfaktoren nach

Gln. 2.18 - 2.22 berechnet. Dabei berücksichtigt  $C_{\text{well}}$  die Welligkeit des laminaren Films, die nach KUTATELADZE [48] als Funktion von der Film-Re-Zahl abhängig ist.  $C_{\text{PH}}$  beschreibt die Intensivierung des Wärmeüberganges durch steigende Schubspannung an der Phasengrenzfläche. Je nach Anwendungsfall wird die Korrelation für eine laminare oder turbulente Strömung gewählt.

$$C_{\text{PH,lam}} = 1 + (\text{Pr}^{0,56} - 1) \tanh \tau_{\text{VAP}}^* \quad (2.18)$$

$$C_{\text{PH,turb}} = 1 + (\text{Pr}^{0,08} - 1) \tanh \tau_{\text{VAP}}^* \quad (2.19)$$

Mit Gl. 2.20 geht der Einfluss der Schubspannung auf die wandnahe Strömung in die Berechnung ein und  $C_\eta$  berücksichtigt den Einfluss der sich aufgrund veränderlicher Temperaturen ändernden Stoffwerte (Viskosität) innerhalb des Kondensatfilms [49], [45], [46].

$$C_w = (1 + \tau_{\text{VAP}}^*)^{\frac{1}{3}} \quad (2.20)$$

$$\tau_{\text{VAP}}^* = \frac{\tau_{\text{VAP}}}{g \delta_{\text{LIQ}} \rho_{\text{LIQ}}} \quad (2.21)$$

$$C_\eta = \frac{\eta_{\text{Wand}}(T_{\text{Wand}})}{\eta(T)} \quad (2.22)$$

Zwei unterschiedliche Gruppen von Ansätzen werden häufig für die Berechnung des Wärmeüberganges bei der Kondensation eines binären Gemisches angewandt. Zum einen ist dies der von COLBURN [50] entwickelte Nichtgleichgewichts-Ansatz, der den Stoffübergang zwischen Gas- und Flüssigphase gemäß der unterschiedlichen Gleichgewichtszusammensetzung (s. Abb. 2.6) beinhaltet und dafür ein eindimensionales Transportmodell benötigt. Und zum anderen sind dies Gleichgewichts-Ansätze, die u.a. von SILVER [51], BELL [52] und KERN [53] entwickelt bzw. modifiziert wurden. Zunächst wird die Berechnung nach COLBURN [50] beschrieben, die eine Modifikation der oben erläuterten Filmtheorie ist. Es wird ein effektiver Wärmeübergang berechnet, der sich aus dem konvektiven Wärmeübergang und einem latenten Anteil durch die Kondensation zusammensetzt (Gl. 2.23). Dabei wird  $\alpha_{\text{VAP}}$  nach einer zur Geometrie passenden Korrelation berechnet und mit der Ackermann-Korrektur  $\Theta$  (Gl. 2.24) multipliziert. Diese wird mit einbezogen, um der wandnormalen Konvektion, der sog. Stefan-Diffusion [54], Rechnung zu tragen. Diese ist Folge der einseitigen wandnormalen Diffusion in Richtung des Kondensatfilms, durch die der Kondensationsvorgang ausgelöst wird.

$$\alpha_{\text{eff}} = \alpha_{\text{VAP}} \Theta + \frac{\sum_{i=1}^n G_{\text{kond},i} \Delta h_{\text{V},i}(T_{\text{Int}})}{T_{\text{VAP}} - T_{\text{Int}}} \quad (2.23)$$

$$\Theta = \frac{C_a}{1 - e^{-C_a}} \quad (2.24)$$

Dabei benötigt man für die Berechnung der Ackermann-Korrektur implizit die Kondensat-Massenstromdichte  $G_{\text{kond}}$ , die nach Gl. 2.26 berechnet wird.

$$C_a = \frac{\sum_{i=1}^n G_{\text{kond},i} c_{p,i}}{\alpha_{\text{VAP}}} \quad (2.25)$$

$$G_{\text{kond},i} = M_i \beta_{\text{VAP},i} \frac{\rho_{\text{VAP}}}{M_{\text{MIX}}} (y_{\text{VAP},i} - y_{\text{S},i}) + y_{\text{S},i} \sum_{i=1}^n \frac{G_{\text{kond},i}}{M_i} \quad (2.26)$$

Es wird davon ausgegangen, dass der diffusive Stofftransport im Flüssigkeitsfilm aufgrund der guten Quervermischung gegenüber den anderen Widerständen sehr gering ist. Dies bedeutet, dass die Zusammensetzung in der Flüssigphase überall als gleich angesehen ist. Eine weitere Möglichkeit ist die Annahme einer geschichteten Strömung, was zur Folge hätte, dass die Zusammensetzung der obersten Schicht an der Grenzfläche zwischen Flüssigkeit und Gas die Gleichgewichts-Zusammensetzung des kondensierenden Stoffstromes hat.

Der zweite etablierte Berechnungsansatz geht auf SILVER [51] zurück und wurde von verschiedenen Autoren modifiziert. In dieser Arbeit wird die Variante von SARDESAI [2] (s. Gl. 2.27) mit einer Korrelation von BOYKO [55] (s. Gl. 2.28) verwendet, die bereits in einer weiteren Arbeit zum Thema *Absorption von NH<sub>3</sub> durch wässrige Lösung* erfolgreich eingesetzt wurde [15]. Dabei wird zunächst der einphasige Wärmeübergangskoeffizient des Kondensatfilms  $\alpha_{\text{LIQ}}$  unter der Annahme berechnet, dass das gesamte Fluid flüssig vorliegt. Dieser Wärmeübergangskoeffizient steigt durch die Multiplikation mit dem Dampfgehalt in Gl. 2.28 an und wird dann mit Hilfe von zusätzlichen Einflussparametern in Gl. 2.27 angepasst. Als Annahme wird getroffen, dass Gas und Flüssigkeit miteinander im Gleichgewicht stehen.

$$\alpha = \left( \frac{1}{C_1 \alpha_{\text{kond}}} + \frac{Z_s}{C_f \Theta \alpha_{\text{VAP}}} \right)^{-1} \quad (2.27)$$

$$\alpha_{\text{kond}} = \alpha_{\text{LIQ}} \sqrt{1 + q \frac{\rho_{\text{LIQ}} - \rho_{\text{VAP}}}{\rho_{\text{VAP}}}} \quad (2.28)$$

Dabei ist  $Z_s$  das Verhältnis von sensibler zu insgesamt übertragener Wärmestromdichte, s. Gl. 2.29. Mit Gl. 2.30 wird  $C_f$ , das Verhältnis des Druckverlustes der zweiphasigen Strömung zum Druckverlust bei vollständig einphasiger gasförmiger Durchströmung, bestimmt. Dieser Parameter wurde von PRICE [56] eingeführt und ebenfalls von NORDVEDT [15] genutzt. In Arbeiten zum Strömungssieden von reinem Ammoniak [57] und Ammoniak/Wasser [58] wurde festgestellt, dass die zuvor mit dem Ansatz von STEINER [59] berechneten Werte die experimentellen Ergebnisse überschätzen und mit einem Faktor von von 0,51 bzw. 0,41 korrigiert werden sollten. Analog hierzu wird der Faktor  $C_1$  eingeführt, der eine solche Anpassung an Messwerte ermöglicht.

$$Z_s = \frac{\dot{q}_{\text{VAP}}}{\dot{q}} = c_{p,\text{VAP}} q \frac{\partial T}{\partial h} \quad (2.29)$$

$$C_f = \left( \frac{\left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{fric,ges}}}{\left( \frac{dp}{dx} \right)_{\text{fric,VAP}}} \right)^{0.445} \quad (2.30)$$

Wie die in Abb. 2.8 gezeigten Temperaturprofile verdeutlichen, sind verschiedene Szenarien möglich, die den Wärme- und Stoffübergang bestimmen. Durch die bei der Absorption frei werdende Lösungswärme ist es möglich, dass ein Temperaturprofil entsteht, bei dem die Phasengrenztemperatur  $T_{\text{Int}}$  höher ist als die Gastemperatur  $T_{\text{VAP}}$  (s. Abb. 2.8 c). Dies führt dazu, dass der Wärmetransport nicht nur in eine Richtung abläuft. Außerdem kann der Absorbens ( $\text{NH}_3$ -arme Lösung) das Absorbat ( $\text{NH}_3$ -reicher Dampf) aufnehmen, bis die Gleichgewichtszusammensetzung erreicht ist. Dieser Vorgang kann auch ablaufen, obwohl die Taupunkttemperatur des Gases noch nicht unterschritten ist. Beim Absorptionsprozess ist somit der Abstand zum Gleichgewicht und das Stoffgemisch maßgeblich. Bei großem Abstand zum Gleichgewicht ist der Stofftransport vom Gaskern zur Phasengrenze geschwindigkeitsbestimmend, bei kleinem Abstand die kinetisch bestimmte Absorptiongeschwindigkeit. Es wird grundsätzlich zwischen Gemischen mit hohen und niedrigen Absorptiongeschwindigkeiten unterschieden [60], was überwiegend mit den Diffusionskoeffizienten der beteiligten Komponenten verknüpft ist. Für technische Prozesse sind insbesondere die Gemische  $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ ,  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  und  $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$  aufgrund ihrer hohen Absorptionenthalpie interessant, da sie erheblich vom idealen Verhalten abweichen (vgl. Abb. 2.5).

### 2.2.3 Stofftransport

Analog zum Wärmetransport lässt sich der resultierende Stofftransport aus der Überlagerung verschiedener Mechanismen erklären. Einerseits ist dies die Diffusion, die den Stofftransport innerhalb eines materiellen Volumens aufgrund hier vorliegender Gradienten beschreibt und analog zur Wärmeleitung zu sehen ist. Andererseits wird Stoffmenge durch erzwungene Strömung transportiert, ähnlich dem konvektiven Wärmetransport. Wie in [61] beschrieben, berücksichtigen aktuelle Diffusionstheorien den örtlichen Gradienten des chemischen Potentials  $\partial\mu/\partial x$  als treibende Kraft, wenn z.B. die Gleichgewichtszusammensetzung zweier Phasen eines binären Gemisches gestört wird. Typischerweise wird der Diffusionsstrom aus praktischen Gründen aber abhängig vom Gradienten der Zusammensetzung unter Verwendung der Aktivität bzw. des Aktivitätskoeffizienten als Korrekturfaktor definiert. Für Gase ist diese Korrektur nahezu eins und wird daher nicht berücksichtigt [61]<sup>1</sup>. Damit lautet die Gleichung für den Diffusionsstrom in vereinfachter Form:

$$\dot{n}_{\text{Diff}} = -D_{\text{AB}} \frac{\partial x_{\text{A}}}{\partial z} \quad (2.31)$$

und ist das *Fick'schen Gesetz* [62]. Dabei bedeutet  $x_{\text{A}}$  den molaren Anteil einer Komponente A. Mit dem Diffusionskoeffizienten  $D_{\text{AB}}$  werden die Transporteigenschaften eines Stoffes A beschrieben, wenn dieser äquimolar in einem anderen Stoff B bzw. in einem Gemisch diffundiert. Er ist, wie die Wärmeleitfähigkeit, abhängig vom Druck, der Temperatur und der Zusammensetzung des Fluides B und der Komponente A. Nach KRAUME [63] folgt aus der Definition des mittleren Stoffübergangskoeffizienten  $\beta$  (Gl. 2.32) der örtliche Stoffstrom, der die Phasengrenzfläche (Interface) passiert. Der Stoffübergangs-

---

<sup>1</sup>S. 11.5

koeffizient wird dabei analog dem Wärmeübergangskoeffizienten berechnet, wobei die Pr-Zahl durch die Schmidt-Zahl (Sc) ersetzt wird. Aus ihr wird die Sherwood-Zahl (Sh) äquivalent zur Nu-Zahl berechnet. D.h. eine bekannte Korrelation  $Nu = Nu(Re, Pr, l/d)$  kann mit gleichen Exponenten bzw. Koeffizienten als  $Sh = Sh(Re, Sc, l/d)$  übernommen werden.

$$\dot{n} = \beta A (c_{A, \text{Int}} - c_{A, \infty}) \quad (2.32)$$

$$Sh = \frac{L\beta}{D_{AB}} \quad (2.33)$$

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} = \frac{\eta}{D_{AB}\rho} \quad (2.34)$$

Die Potenzbeziehungen zur Berechnung der o.g. Kennzahlen für Wärme- und Stofftransport sind häufig ähnlich, insbesondere wenn die Differenz der Zusammensetzung als treibendes Potenzial klein ist. Bei großen Differenzen werden Korrekturen eingeführt, die in Abschnitt 2.2.2 erläutert sind. Daher kann die Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport derart genutzt werden, dass bekannte Nu-Korrelationen als Sh-Korrelationen verwendet werden.

### 2.2.4 Einfluss der Transportgrößen

Zur Berechnung von Wärme- und Stoffübergang bei der Kondensation insbesondere bei der Resorption eines Ammoniak/Wasser-Gemisches werden Transportgrößen sowohl für die Flüssig- als auch für die Gasphase des Gemisches benötigt, die sich in der Regel nicht einfach aus gängigen Stoffdatenbanken beziehen lassen. Stattdessen stehen unterschiedliche Berechnungskorrelationen in der Literatur zur Verfügung, mit denen die einzelnen Größen bestimmt werden können. Die Abhängigkeit der jeweiligen Transportgröße von der Zusammensetzung ergibt in den meisten Fällen nicht einfach einen linearen Verlauf zwischen den beiden Reinstoffgrößen. Dabei existieren unterschiedliche Ansätze, die darauf abzielen, gegebene Messdaten abzubilden. In den wenigsten Literaturquellen sind genaue Angaben zum Druck zu finden, bei dem die Messungen durchgeführt wurden. Es lässt sich aus einigen Datensätzen schließen, dass die Untersuchungen bei Umgebungsdruck vollzogen wurden, da lediglich Werte bis zur Löslichkeitsgrenze (bei 1 bar) von ca. 30% vorliegen. Für die Berechnung der Gemisch-Viskosität mit den verschiedenen Ansätzen werden u.a. die Reinstoff-Viskositäten der einzelnen Komponenten im Sättigungszustand benutzt. Die Temperatur wird vorgegeben und der Druck hat keinen weiteren Einfluss auf die Berechnung.

Der Einfluss verschiedener Ansätze auf das Ergebnis einer Wärmeübertragerberechnung wurde 2001 von THORIN [64] und darauf aufbauend 2015 von KÆRN [38] untersucht. Als variierte Parameter wurden die dynamische Viskosität  $\eta$  und die thermische Leitfähigkeit  $\lambda$  gewählt. Für diese beiden Größen stellt die Literatur jeweils verschiedene Modelle zur Verfügung, die jedoch gemessene Werte aus verschiedenen Quellen sehr unterschiedlich wiedergeben. In den genannten Arbeiten wurde der Einfluss der Transport-

größen auf die Auslegung von Wärmeübertragern untersucht und bewertet. Es ergaben sich Unterschiede in der Flächenberechnung von bis zu 24 % in der erstgenannten bzw. bis zu 12,3 % in der zweit genannten Arbeit.

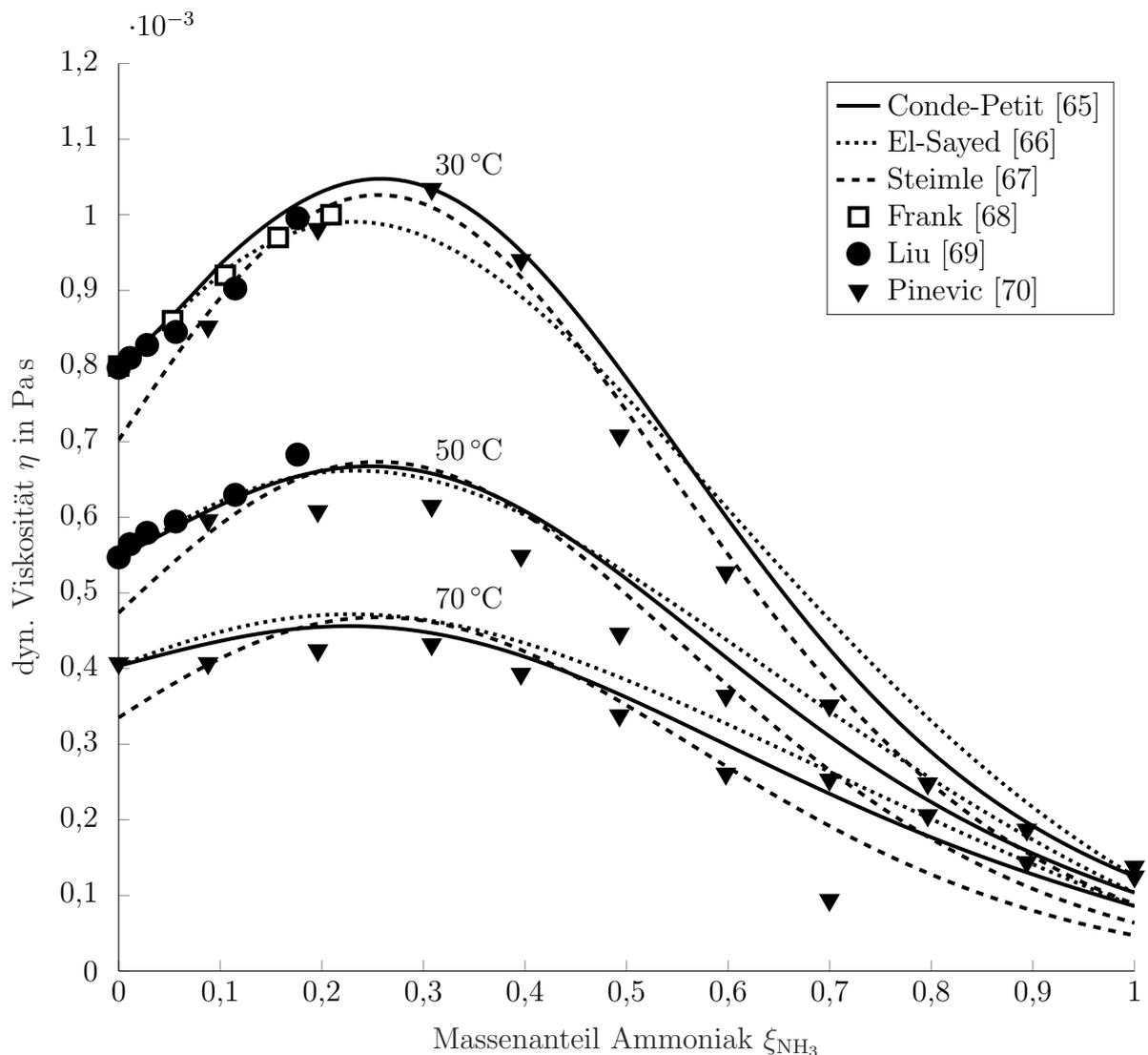


Abbildung 2.9: Modelle und experimentelle Daten für die dynamische Viskosität des flüssigen  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches

Abb. 2.9 zeigt drei verschiedene Modelle für die dynamische Viskosität der flüssigen  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Lösung und bislang bekannte experimentelle Daten, die zum einen unterschiedlich wiedergegeben werden und zum anderen nur in begrenzten Bereichen der Zusammensetzung vorliegen. Angaben über den Druck, bei dem Experimente durchgeführt wurden, werden nicht gemacht. Genauso wenig werden von den Autoren Gültigkeitsbereiche hinsichtlich des Druckes für die Berechnungsansätze angegeben. Allerdings ist der Einfluss vernachlässigbar, denn auch der Einfluss des Druckes auf die Reinstoff-Größen

der Flüssigkeit ist vergleichsweise gering. Bspw. verändert sich in einem Bereich von 100 bar die Viskosität von Ammoniak bei konstanter Temperatur um weniger als 10 %. Dies drückt sich auch darin aus, dass die flüssige Lösung als nahezu inkompressibles Fluid betrachtet wird.

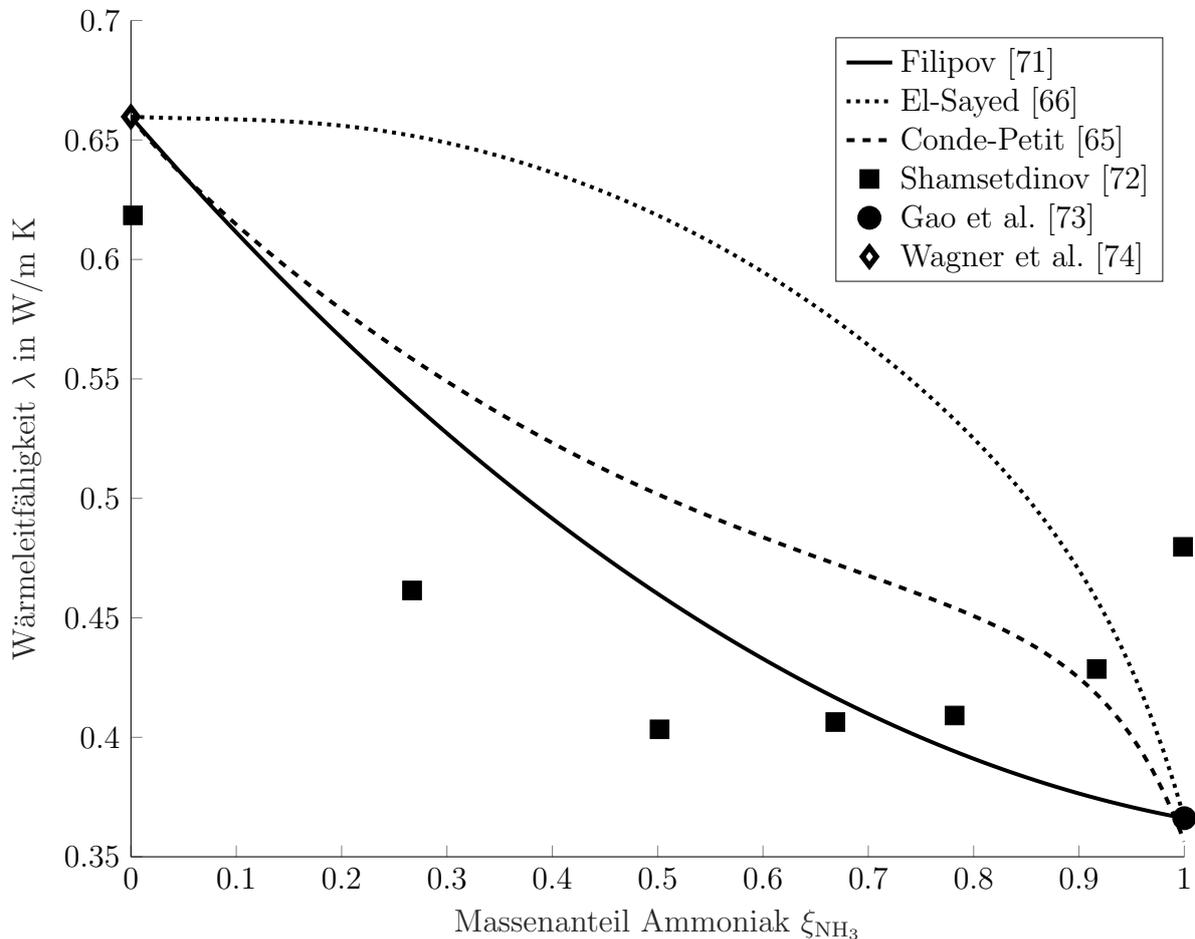


Abbildung 2.10: Modelle und experimentelle Daten für die Wärmeleitfähigkeit des flüssigen  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisches bei einer Temperatur von  $70\text{ }^\circ\text{C}$

Die drei Modelle, die in Abb. 2.10 präsentiert werden, unterscheiden sich deutlich in ihrem Verlauf. Gerade im Bereich von  $\text{NH}_3$ -Massenanteilen von  $\xi_{\text{NH}_3} \approx 0,5$  beträgt der Unterschied nahezu 25 %. In Bereichen geringerer Temperatur liegen die Verläufe von FILIPOV [71] und CONDE [65] noch näher zusammen und entsprechen eher den verfügbaren Messwerten, als das Modell von EL SAYED [66]. Doch auch hier weichen Messwert und Modell nahezu 25 % voneinander ab. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird diskutiert, durch Verwendung welcher Berechnungskorrelation die geringst mögliche Abweichung zwischen experimentell ermittelten und berechneten Größen erzielt wird.

### 2.2.5 Druckverlust

Aufgrund des Einflusses des Absolutdruckes auf die Stoffdaten, wie auch auf den Strömungsdampfgehalt, die Phasengrenzflächen und die Benetzung sind Druckverlust und Wärmeübergang direkt miteinander gekoppelt. Dabei spielen verschiedene Mechanismen eine Rolle, die im Folgenden erläutert und deren Berechnungsgleichungen vorgestellt werden:

1.  $\Delta p_{\text{fric}}$  Reibungsdruckverlust
2.  $\Delta p_{\text{acc}}$  Beschleunigungsdruckverlust
3.  $\Delta p_{\text{geo}}$  Geostatischer Druckverlust
4.  $\Delta p_{\text{man}}$  Druckverluste im Verteiler- bzw. Sammler-Manifold

Gl. 2.35 fasst die einzelnen Druckverluste zusammen.

$$\Delta p_{\text{ges}} = \Delta p_{\text{acc}} + \Delta p_{\text{fric}} + \Delta p_{\text{geo}} + \Delta p_{\text{man}} \quad (2.35)$$

#### Beschleunigungsdruckverlust

Der Beschleunigungsdruckverlust spielt insbesondere bei Strömungen eine Rolle, die einen Phasenwechsel durchlaufen. Die Dichteänderung innerhalb des meist konstanten Strömungsquerschnittes bewirkt eine starke Änderung der Strömungsgeschwindigkeit. Durch diese Beschleunigung oder Verzögerung kommt es zu einer signifikanten Druckdifferenz. Berechnet wird sie mit Gl. 2.36. Darin bedeutet  $\Delta x$  die Differenz des Strömungsdampfgehaltes zwischen dem Eintritt und dem Austritt des Kontrollvolumens, für das der Beschleunigungsdruckverlust berechnet wird.

$$\Delta p_{\text{acc}} = \frac{\dot{G}^2 \Delta x}{\rho_m} \quad (2.36)$$

Die dabei verwendete mittlere Dichte folgt aus der Annahme eines homogenen Strömungsmodells und gewichtet die einzelnen Phasen entsprechend des Dampfgehaltes, wie Gl. 2.37 zeigt. Die Gewichtung erfolgt anhand des volumetrischen Dampfgehaltes  $\epsilon$  der mit den Dichten auf den Strömungsdampfgehalt  $x^*$  umgerechnet wird.

$$\rho_m = \epsilon \rho_v + (1 - \epsilon) \rho_l = \left( \frac{x^*}{\rho_v} + \frac{1 - x^*}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (2.37)$$

#### Geostatischer Druckverlust

Für einen Kondensationsprozess, der in Richtung der Erdbeschleunigung abläuft, stellt der geostatische Druckverlust  $\Delta p_{\text{geo}}$  einen Druckgewinn dar, siehe dazu Gl. 2.38.

$$\Delta p_{\text{geo}} = \pm \rho_m g \Delta h \quad (2.38)$$

#### Umlenkdruckverlust im Manifold

Durch starke Umlenkung der Strömung kommt es in den Manifolds (den Verteilerkanälen

senkrecht zum Plattenspalt) eines Plattenwärmeübertragers zu Druckverlusten, die im Weiteren als  $\Delta p_{\text{man}}$  bezeichnet werden und sich wie folgt berechnen lassen [75]:

$$\Delta p_{\text{man}} = 1,4 \frac{G_{\text{man}}^2}{2\rho}. \quad (2.39)$$

### Reibungsdruckverlust einphasiger Strömung

Für einphasige Strömungen wird der Druckverlust nach MARTIN [76] mit dem klassischen homogenen Modell nach Gl. 2.40 berechnet. Dabei ist der hydraulische Durchmesser  $d_h$  für einen Plattenwärmeübertrager nach Gl. 2.41 und der Druckverlustbeiwert  $\xi_{\text{sp}}$  gemäß Gl. 2.42 zu bestimmen.

$$\Delta p_{\text{fric,sp}} = \xi_{\text{sp}} \frac{\rho w^2 L_P}{2d_h} \quad (2.40)$$

$$\Delta d_h = 4 \frac{A_{\text{quer}}}{U} = 4 \frac{2B_P \hat{a}}{2B_P \Phi} = 4 \frac{\hat{a}}{\Phi} \quad (2.41)$$

$$\xi_{\text{sp}} = \left( \frac{\cos\varphi}{\sqrt{C_1 \tan\varphi + C_2 \sin\varphi + \frac{\xi_0(\text{Re})}{\cos\varphi}}} + \frac{1 - \cos\varphi}{\sqrt{\xi_1(\text{Re})}} \right)^{-2} \quad (2.42)$$

Die in Gl. 2.42 enthaltenen Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  sind anpassbare Parameter und  $\xi_0$  bzw.  $\xi_1$  sind empirische Funktionen der Re-Zahl, die ebenfalls an Messwerte angepasst werden können.

### Reibungsdruckverlust zweiphasiger Strömung

Zur Beschreibung von zweiphasigen Strömungen werden u.a. das homogene und das heterogene Modell verwendet. GRABENSTEIN [1] zeigte, dass es mit diesen Modellen allein jeweils nicht möglich ist, den Reibungsdruckverlust ausreichend genau zu beschreiben. Bei einer Blasenströmung, die in guter Näherung als quasi-einphasige Strömung mit gemittelten Werten beschrieben werden kann, hat das homogene Modell Vorteile. Bei Strömungsformen mit hohem Schlupf zwischen Gas- und Flüssigphase, wie z.B. bei der Filmströmung, ist das heterogene Modell vorteilhaft. Daher kombinierte GRABENSTEIN beide Modelle durch ihre Gewichtung mit dem Strömungsdampfgehalt  $x^*$ , siehe Gl. 2.43.

$$\Delta p_{\text{fric,tp,ges}} = x^* \Delta p_{\text{fric,het}} + (1 - x^*) \Delta p_{\text{fric,hom}} \quad (2.43)$$

Unter Verwendung des Zweiphasenmultiplikators  $\phi_L$ , der den Lockhart-Martinelli Parameter  $X$  beinhaltet [77], welcher nach Gl. 2.45 bestimmt wird, wird der Reibungsdruckverlust der Zweiphasenströmung nach dem heterogenen Ansatz bestimmt, siehe Gl. 2.44. Der Parameter  $C_1$  wird aus einer Tabelle von CHISHOLM [78] entsprechend der vorliegenden Strömungsform der jeweiligen Gas- bzw. Flüssigkeitsströmung ausgewählt.

$$\Delta p_{\text{fric,tp,het}} = \phi_L^2 * \Delta p_{\text{fric,l}} = \left( 1 + \frac{C_{\text{het}}}{\sqrt{\Delta p_{\text{fric,l}} / \Delta p_{\text{fric,v}}}} \right)^2 \Delta p_{\text{fric,l}} \quad (2.44)$$

$$\phi_1^2 = 1 + \frac{C_1}{X} + \frac{1}{X^2} = \frac{\Delta p_{tp}}{\Delta p_1} \quad (2.45)$$

$$X^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_l}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_g} \quad (2.46)$$

Der Reibungsdruckverlust nach dem homogenen Modell wird dazu nach folgender Gleichung berechnet:

$$\Delta p_{\text{fric,hom}} = \xi_{\text{tp,hom}} \frac{\dot{G}^2 L_P}{2d_h \rho_m}. \quad (2.47)$$

Dabei ist der Druckverlustbeiwert  $\xi_{\text{tp,hom}}$  für diese Korrelation

$$\xi_{\text{tp,hom}} = C_{\text{hom}} \text{Re}^{n_{\text{hom}}}. \quad (2.48)$$

### 2.2.6 Drift-Flux-Modell

Bei einer zweiphasigen Abwärtsströmung innerhalb der Plattenkanäle wirkt die Auftriebskraft entgegen der Erdbeschleunigung auf die Gasphase und auch entgegen der Hauptströmungsrichtung. Der möglicherweise auftretende Schlupf  $s$  zwischen den beiden Phasen resultiert in unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten  $w_{\text{VAP}}$  bzw.  $w_{\text{LIQ}}$ .

$$s = \frac{w_{\text{VAP}}}{w_{\text{LIQ}}} \quad (2.49)$$

Der Schlupf verknüpft den volumetrischen Dampfgehalt  $a$  mit dem volumetrischen Strömungsdampfgehalt  $\dot{a}$ .

$$\dot{a} = \frac{s a}{1 + (s - 1) a} \quad (2.50)$$

Dabei sind volumetrischer Dampfgehalt bzw. volumetrischer Strömungsdampfgehalt folgendermaßen definiert:

$$a = \frac{A_{\text{VAP}}}{A_{\text{VAP}} + A_{\text{LIQ}}} \text{ bzw.} \quad (2.51)$$

$$\dot{a} = \frac{\dot{V}_{\text{VAP}}}{\dot{V}_{\text{VAP}} + \dot{V}_{\text{LIQ}}}, \quad (2.52)$$

mit den einzelnen Teilvolumenströmen, die über den Dampfmassenanteil bestimmt werden. Dabei wird zunächst angenommen, dass der Dampfanteil  $q$  (in der Literatur häufig auch mit  $x$  gekennzeichnet) und der Strömungsdampfanteil  $\dot{x}$  identisch sind, da letzterer experimentell schwierig zu bestimmen ist.

$$\dot{V}_{\text{VAP}} = \dot{m}_{\text{MIX}} q / \rho_{\text{VAP}} \quad (2.53)$$

$$\dot{V}_{\text{LIQ}} = \dot{m}_{\text{MIX}}(1 - q)/\rho_{\text{LIQ}} \quad (2.54)$$

Aus den Teilvolumenströmen ergeben sich die volumetrischen Stromdichten

$$j_{\text{VAP}} = \dot{V}_{\text{VAP}}/A_{\text{quer}} \text{ und} \quad (2.55)$$

$$j_{\text{LIQ}} = \dot{V}_{\text{LIQ}}/A_{\text{quer}}. \quad (2.56)$$

In Summe ergeben diese beiden Größen die volumetrische Stromdichte der gesamten Strömung.

$$j = j_{\text{VAP}} + j_{\text{LIQ}}. \quad (2.57)$$

Da der (thermodynamische) Dampfmassenanteil  $q$  und der Strömungsdampfanteil  $\dot{x}$  im Falle einer unterkühlten Kondensation i.d.R. nicht identisch sind, muss letzterer entweder direkt gemessen oder über ein Modell angenähert werden. Dazu wird in der Literatur häufig das Modell von [79] empfohlen. Dazu wird die gewichtete mittlere Driftgeschwindigkeit  $V_{\text{VAP},j}$  nach folgender Gleichung berechnet:

$$V_{\text{VAP},j} = \sqrt{2}(g \sigma (\rho_{\text{LIQ}} - \rho_{\text{VAP}}) \rho_{\text{LIQ}}^2)^{1/4}. \quad (2.58)$$

Um gemessene Werte an die Korrelation anzupassen, wird in der Gleichung für den volumetrischen Dampfanteil der Verteilungsfaktor  $C_0$  eingefügt.

$$a = \frac{j_{\text{VAP}}}{C_0 j_{\text{VAP}} + V_{\text{VAP},j}} \quad (2.59)$$

Anhaltswerte für  $C_0$  und  $V_{\text{VAP},j}$  werden z.B. in [80] zusammengefasst. Mit dem volumetrischen Dampfgehalt ergibt sich zum einen die Gasgeschwindigkeit

$$v_{\text{VAP}} = \frac{j_{\text{VAP}}}{a} \quad (2.60)$$

und zum anderen der statische Druckverlust:

$$\Delta p_{\text{g}} = -(a \rho_{\text{VAP}} + (1 - a) \rho_{\text{LIQ}}) g L. \quad (2.61)$$

### 3 Auslegung und Aufbau der Versuchsanlage

Der Aufbau einer Versuchsanlage dient mehreren Zielen der vorliegenden Arbeit. Im Rahmen des vom BMWi geförderten Forschungsprojektes 03ET1168A wird angestrebt, Prozesswärme bei Temperaturen zwischen 80 und 110 °C bereitzustellen und dabei Abwärme auf einem Temperaturniveau zwischen 40 und 60 °C zu nutzen. Der dafür gewählte Anlagentyp muss zunächst ausgelegt, aufgebaut und in Betrieb genommen werden. Die grundsätzliche Demonstration der Machbarkeit ist daher eines der Teilziele dieser Arbeit.

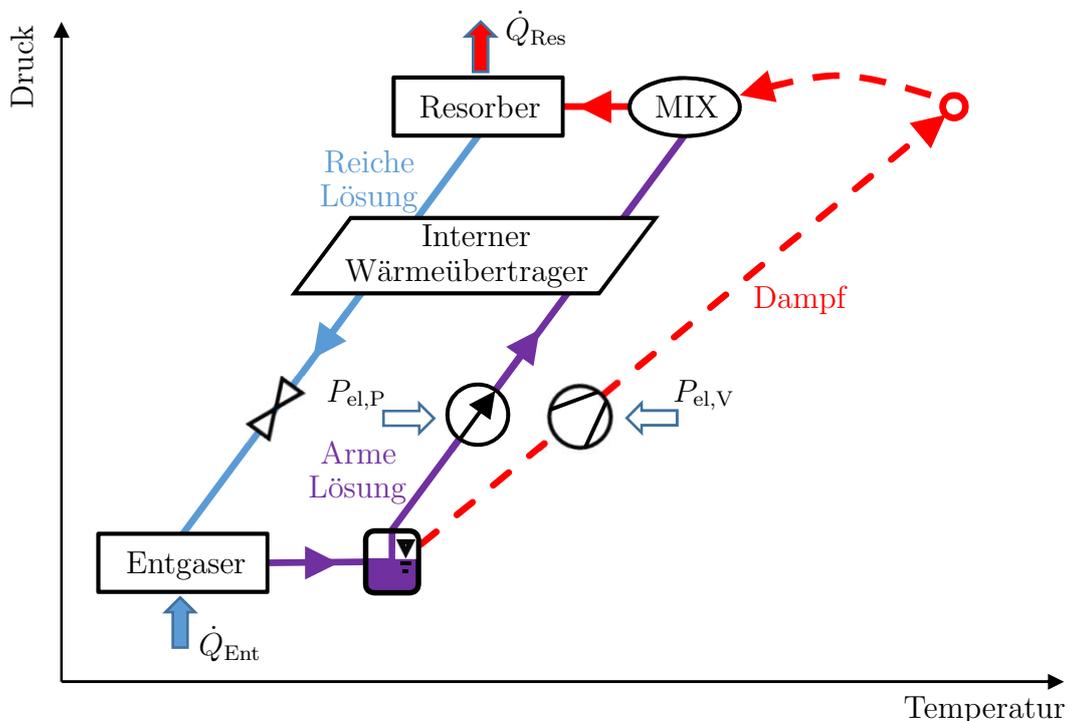


Abbildung 3.1:  $p,T$ -Diagramm des HACHP-Prozesses

Weiterhin ergeben sich drei weitere Teilziele. Eines ist die Untersuchung der Wärme- und Stoffübergangsprozesse, insbesondere im Resorber und daraus die Ableitung von Auslegungskorrelationen. Zur Gegenüberstellung mit den experimentellen Daten wird außerdem ein Simulationsmodell dieses Apparates entwickelt. Für diese beiden Zwecke ist die Berechnung von Transportgrößen nach bekannten Literaturansätzen notwendig,

die sich teilweise deutlich voneinander unterscheiden. Aus diesen diejenigen zu ermitteln, mit denen sich modellierte und experimentelle Ergebnisse am besten miteinander in Einklang bringen lassen, ist daher ein weiteres wichtiges Teilziel.

Verschiedene Bezeichnungen sind für den Kreislauf geläufig, der für die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit zur Verfügung steht. Neben der Variante "Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf" bzw. "Kompressions-Absorptions-Wärmepumpe" hat sich auch der englische Begriff "Hybrid Absorption-Compression Heat Pump" (HACHP) etabliert. Diese Begriffe beschreiben im Grunde den Osenbrück-Kreislauf [81].

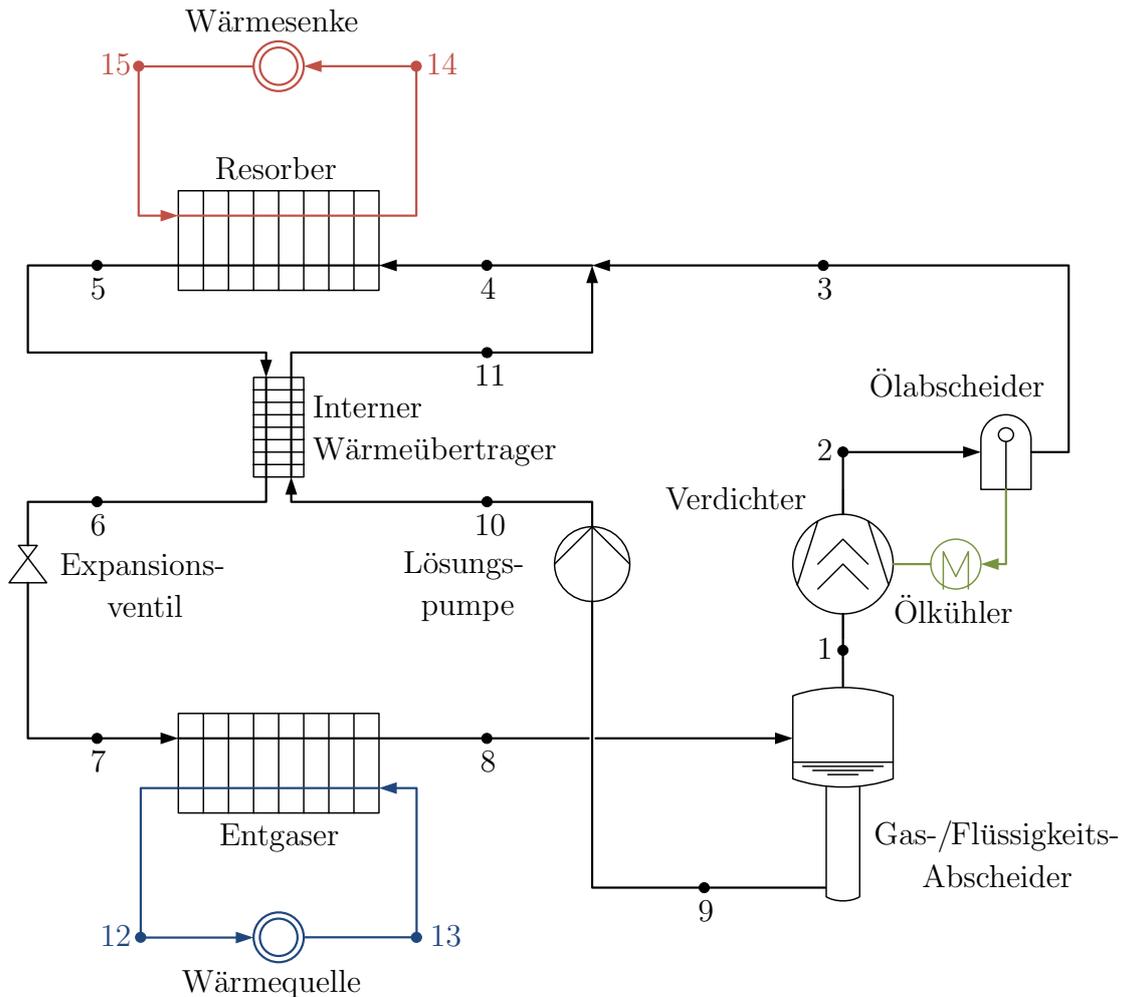


Abbildung 3.2: Vereinfachtes Fließschema der Versuchsanlage

In dieser Studie wird ein Gemisch aus Ammoniak und Wasser als Kältemittel bzw. Arbeitsfluid verwendet. Die Gesamtzusammensetzung des Gemisches beträgt 25 kg Ammoniak und 10 kg reines Wasser, wodurch ein Massenanteil an  $\text{NH}_3$  von 71 % entsteht. Die hier vorgestellte Hochtemperatur-Wärmepumpe ist im Technikumsmaßstab von 50 kW ausgeführt und soll das Temperaturniveau einer Wärmesenke von 60 °C auf 80 °C an-

heben. Als Folge von Optimierungen der Einzelkomponenten und der Anlagenregelung wird ein noch größerer Temperaturhub erwartet. Abb. 3.1 zeigt die wesentlichen Komponenten des Kreislaufes und die entsprechenden Druck- und Temperatur-Niveaus im  $p,T$ -Diagramm.

Wie in Abbildung 3.2 gezeigt, beginnt der Kompressions-Teil des Prozesses am Gas-/Flüssigkeitsabscheider (1). Bei üblichen Betriebsbedingungen (Temperatur der Wärmequelle  $T_{13} = 50\text{ °C}$ , Massenanteil Ammoniak der armen Lösung  $\xi_{\text{LIQ}} = 0.4$ ) beträgt der Niederdruck in der Anlage ungefähr 4 bar. Das Gas wird dann durch den Verdichter auf Hochdruck (2) komprimiert (15 bis 20 bar). An diesem Punkt hat das gasförmige Ammoniak eine Reinheit von 99,8%, welche durch das Gas-Flüssig-Gleichgewicht (VLE) bei gegebenem Druck und gegebener Temperatur bestimmt wird. Abbildung 3.3 zeigt den Versuchsaufbau der HACHP am *Institut für Thermodynamik der Leibniz Universität Hannover*.



Abbildung 3.3: Foto der Versuchsanlage

Die Resorption des Hochdruck-Gases durch die ammoniakarme Lösung findet innerhalb des Resorber-Wärmeübertragers statt (4-5), wodurch dann eine Ammoniak-reiche Lösung mit einer Zusammensetzung von ungefähr  $\xi_{\text{MIX}} = 0.6$  entsteht. Der sich daraus ergebende Kondensationsdruck liegt bei  $85\text{ °C}$  unterhalb 20 bar. Dieser Auslegungspara-

meter erlaubt es, beim Anlagenbau kostengünstige Standardkomponenten für die meisten Apparate und Armaturen zu verwenden.

Für die Anlagenauslegung wurde ein von MERSMANN [82] entwickeltes Simulationsprogramm verwendet, das simultan Bilanzgleichungen für die einzelnen Apparate des Kreislaufes löst. Diese Bilanzgleichungen sind im Einzelnen: Komponenten-spezifische Massenbilanz sowie Gesamt-Massenbilanz und Energiebilanz. Beispielhaft wird das Gleichungssystem für die zentrale Komponente in dieser Arbeit vorgestellt. Dabei gilt für alle Anlagenkomponenten, dass stationärer Betrieb vorausgesetzt wird und Wärmeverluste vernachlässigt werden. Für beide Komponenten des binären Gemisches Ammoniak/Wasser lässt sich bilanzieren, wie groß der jeweilige Anteil nach der Absorption (MIX) des Stoffstromes Gas (VAP) durch die arme Lösung (LIQ) ist. Mit dem Massenanteil an Ammoniak  $\xi$  ergibt sich der Anteil an Wasser aus  $1 - \xi$ .

$$\text{Komponentenspezifische Massenbilanz: } \dot{m}_{\text{MIX}}\xi_{\text{MIX}} = \dot{m}_{\text{LIQ}}\xi_{\text{LIQ}} + \dot{m}_{\text{VAP}}\xi_{\text{VAP}} \quad (3.1)$$

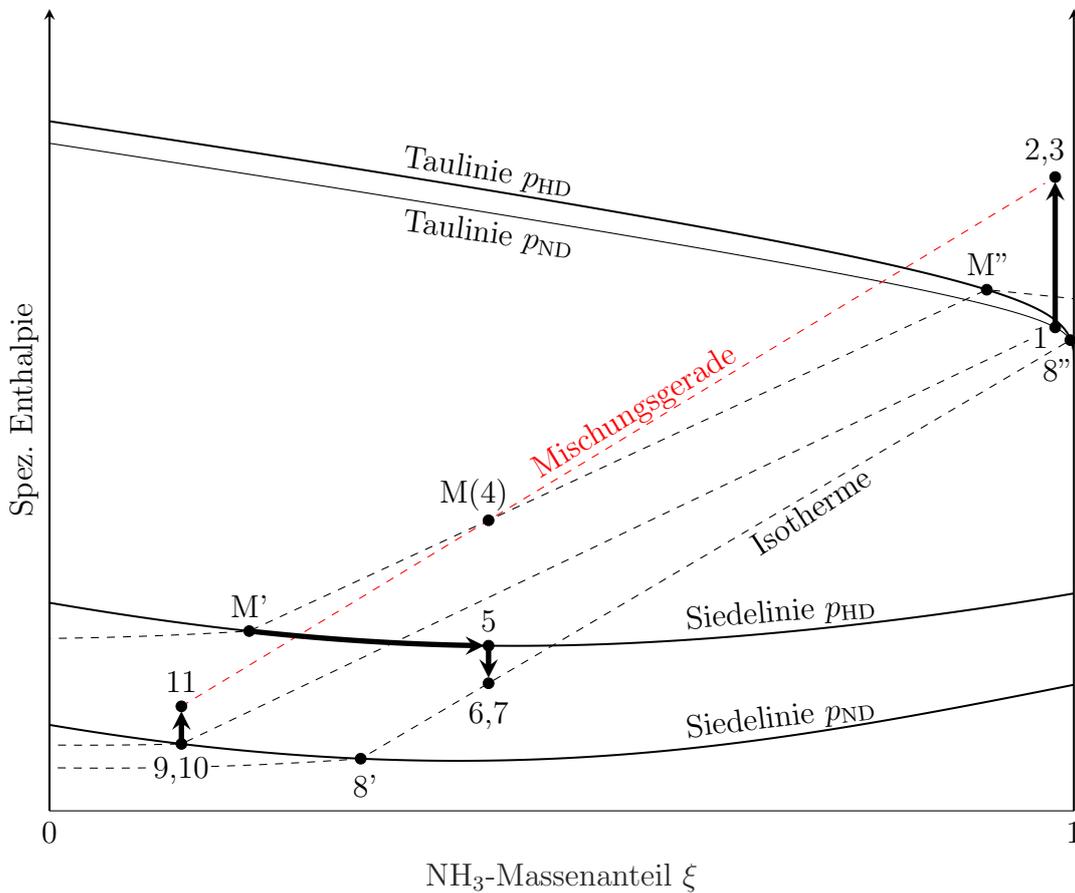


Abbildung 3.4: Qualitatives  $h, \xi$ -Diagramm des Hybridwärmepumpen-Prozesses

Auf die gleiche Art wird mit der Energiebilanz für den Resorber die resultierende Enthalpie  $h_{\text{MIX}}$  der reichen Lösung berechnet. Diese wird im Weiteren verwendet, um

mit Hilfe einer kalorischen Zustandsgleichung für das  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -Gemisch die Lösungstemperatur zu ermitteln. Diese ergibt sich im thermodynamischen Gleichgewicht, wenn der Lösungsvorgang adiabat durchgeführt wird und die reiche Lösung vollständig durchmischt ist. Im Weiteren wird diese Temperatur als *Ideale Lösungstemperatur* bezeichnet.

$$\text{Energiebilanz: } \dot{m}_{\text{MIX}} h_{\text{MIX}} = \dot{m}_{\text{LIQ}} h_{\text{LIQ}} + \dot{m}_{\text{VAP}} h_{\text{VAP}} \quad (3.2)$$

Zur Verknüpfung der beiden oben beschriebenen Gleichungen 3.1 und 3.2 wird der resultierende Massenstrom  $\dot{m}_{\text{MIX}}$  benötigt, der sich aus der Gesamt-Massenbilanz ergibt.

$$\text{Gesamt-Massenbilanz: } \dot{m}_{\text{MIX}} = \dot{m}_{\text{LIQ}} + \dot{m}_{\text{VAP}} \quad (3.3)$$

In Abb. 3.4 ist der Kreislauf im  $h,\xi$ -Diagramm für  $\text{NH}_3$  und  $\text{H}_2\text{O}$  dargestellt. Die Zustandspunkte entsprechen denen aus Abb. 3.2. Es sei an dieser Stelle auf die Bedeutung der rot markierten Mischungsgerade hingewiesen, auf welcher sich der resultierende Zustand befindet, der sich je nach Verhältnis der Massenströme Dampf (3) und armer Lösung (11) ergibt. In diesem Diagramm sind die Bezugspunkte der Enthalpien für Wasser und für Ammoniak mit Hilfe der IUPAC-Regel über die Bildungsenthalpie der Reinstoffe aufeinander abgestimmt.

## 3.1 Verdichter

Um den Kältemitteldampf auf den Absorptionsdruck zu verdichten, wird ein offener Schraubenverdichter der *Bitzer Kühlmaschinen GmbH* aus der Serie OSKA eingesetzt, dessen zulässige Betriebsdrücke in Abb. 3.5 dargestellt sind. Der Schraubenverdichter wird von einem elektrischen Motor der Firma *Siemens* mit der Modellbezeichnung 1LA9207-2WA66-Z (elektro-mechanischer Wirkungsgrad von 92,4%) angetrieben, welcher durch einen Frequenzumrichter Typ VLT Automation Drive FC 302 des Herstellers Danfoss mit einem Wirkleistungsfaktor von 0,9 bei Nennlast geregelt wird. Der isentrope Verdichter-Wirkungsgrad (s. dazu [17] Kap. 6.2.4) wird durch das Druckverhältnis bestimmt und beträgt maximal  $\eta_{s,v} = 76,5\%$ .

Bei einer angestrebten Heizleistung der Wärmepumpen-Versuchsanlage von etwa 50 kW und einer Zieltemperatur von 80 °C auf der Sekundärseite ergibt sich ein Förderstrom zwischen 80 und 100 m<sup>3</sup>/h, abhängig von der angestrebten Zusammensetzung der reichen Lösung. Der minimale Saugdruck wurde zu etwa 2 bar berechnet, während für den maximalen Hochdruck Bauteil-bedingt 25 bar als Obergrenze festgelegt wurden. Daher passt die kleinste Variante OSKA5341-K bestmöglich zu diesen Anforderungen. Als Schraubenverdichter ist die Maschine außerdem relativ unempfindlich gegen Flüssigkeitstropfen im Sauggas, muss allerdings ölgeschmiert werden. Die Maschine muss hiermit sowohl vor mechanischem Verschleiß als auch gegen die hohen Verdichtungstemperaturen, die im Betrieb als Hochtemperatur-Wärmepumpe noch einmal höher sind als bei einer konventionellen Kältemaschine, geschützt werden. Außerdem dient das Öl der hydraulischen Abdichtung des Förderraumes gegen Rückströmungen. Nachteilig ist der an das Öl abgeführte Wärmestrom von mehreren kW, die dem Gas entzogen wird und daher für den

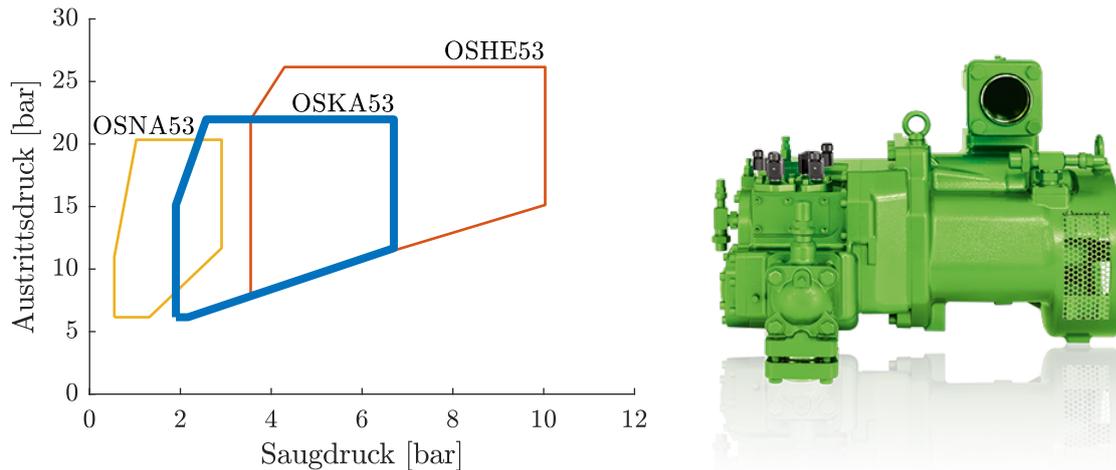


Abbildung 3.5: Einsatzgrenzen der OSKA-Serie [83]

Wärmepumpenprozess nicht direkt zur Verfügung steht. Zum Schutz der Versuchsanlage vor unzulässigen Drücken im Nieder- und Hochdruckbereich sind zwei mechanische Schalter in Saug- und Druckleitung installiert, die den Verdichter im Notfall abschalten. Über den Frequenzumrichter werden die aufgenommene Leistung und die Drehzahl des Verdichters gemessen. In Saug- und Druckleitung sind Druck- bzw. Temperatursensoren installiert. Mittels eines Berechnungspolynoms des Herstellers wird aus der Drehzahl, dem anliegenden Druckverhältnis, der saugseitigen Temperatur und der Zusammensetzung des Dampfes der geförderte Dampf-Massenstrom bestimmt. Der Verdichter saugt den ammoniakreichen Dampf vom Gas-/Flüssigkeitsabscheider an und fördert ihn zum Resorber. Im Rahmen eines vorangegangenen Forschungsprojektes [84] führte das ternäre Gemisch aus Arbeitsfluid und Schmieröl im Betrieb der Anlage zu Problemen. In verschiedenen Betriebspunkten entstand durch die Mischung aus Ammoniak/Wasser und dem verwendeten mineralischen Öl eine Schaumschicht, welche insbesondere innerhalb des Abscheiders und der Plattenwärmeübertrager zu Komplikationen führte. Einerseits wird durch diese Schaumbildung der Wärme- und Stofftransport innerhalb der Plattenwärmeübertrager stark beeinträchtigt. Andererseits lässt die Schaumbildung den Pegel im Abscheider stark ansteigen. Um zu verhindern, dass der Verdichter in diesem Fall Schaum ansaugt, wird dieser automatisch abgeschaltet, sobald der Füllstand im Abscheider einen bestimmten Wert erreicht. Da die Probleme bis zum Projektende im Jahr 2003 nicht gelöst werden konnten, wurde dementsprechend im darauffolgenden Projekt besonderer Wert auf die Lösung der Öl-Problematik gelegt. Nach verschiedenen Untersuchungen wurde ein synthetisches Öl, auf Basis von Alpha-Olefinen, als Schmiermittel für den Verdichter der Anlage gewählt. Es wird von der *FUCHS SCHMIERSTOFFE GMBH* als Reniso Synth 68 vertrieben. Die Bezeichnung leitet sich davon ab, dass es bei einer Referenztemperatur von 40 °C eine Viskosität von 68 cSt aufweist. Bei 60 °C beträgt dieser Wert 30 cSt und bei 100 °C noch 8 cSt. Dies ist zu berücksichtigen, da sich die Temperatur, mit der das Öl dem Verdichter wieder zugeführt wird, regeln lässt. Eine möglichst hohe Öltemperatur bedeutet weniger Wärme, die über den Ölkühler abge-

führt wird, wodurch der COP der Gesamtanlage steigt. Außerdem steigt hierdurch auch die Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters. Auch hieraus resultiert ein höherer COP, da am Resorber mehr Wärme abgegeben werden kann. Bis dato, nach ca. 520 h Betriebszeit, wurde keine Schaumbildung innerhalb der Versuchsanlage festgestellt. Als weiterer positiver Einfluss wird die Installation eines sekundären Ölabscheiders eingeschätzt. Der verdichtete ammoniakreiche Dampf durchläuft die zwei Ölabscheider, bevor er in den Resorber eintritt. Nach dem Passieren des zweiten Ölabscheiders ist der Dampf mit weniger als 50 ppm Öl beladen. Es kommt aber dennoch zu einer Ansammlung des Öls im Flüssigkeitsabschnitt der Anlage.

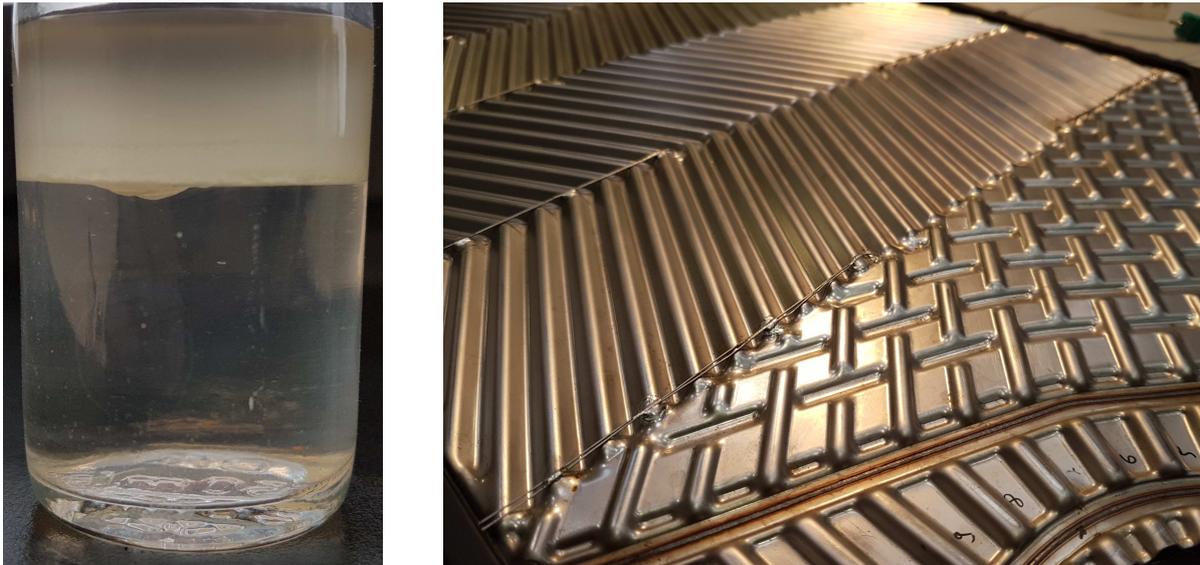


Abbildung 3.6: Links: Phasentrennung ammoniakarme Lösung und Öl  
Rechts: Prägungsstruktur *Kelvion PHE LWC 100 T*

Abb. 3.6 links zeigt die Phasentrennung des Gemisches aus ammoniakarmer Lösung und Öl bei Umgebungsbedingungen. Die Dichten der beiden Phasen liegen relativ nah beieinander. Durch die variable Zusammensetzung der armen Lösung und eine leicht unterschiedliche Temperaturabhängigkeit der Dichte der beiden Medien kann sich diese Schichtung allerdings bei höheren Temperaturen auch umkehren. In diesem Fall wird die ölreiche Phase von der Kreiselpumpe angesaugt.

## 3.2 Kreiselpumpe

Im Abscheider trennen sich Gas- und Flüssigphase, wobei letztere aufgrund der Schwerkraft nach unten fließt und am Boden von einer Kreiselpumpe angesogen wird. Neben der Korrosionsbeständigkeit gegenüber dem Kältemittel ist die Fähigkeit, einen relativ kleinen Massenstrom bei maximal möglichem Druckverhältnis zu fördern, ausschlaggebend für die Auswahl dieses Apparates. Weiterhin ist eine gewisse Reserve, das maximale

Druckverhältnis betreffend, zu berücksichtigen. Denn Druckverluste in den Rohrleitungen sowie über die Verteiler-Düse im Resorber müssen zusätzlich überwunden werden. Daher wurde eine Kreiselpumpe des Typs CRNE1-27M-P-G-G mit 27 radialen Beschleunigungsstufen ausgewählt, die durch Ihre Fördercharakteristik und die erwähnte Reserve dem Anforderungsprofil entspricht. Nachdem das Fluid die Pumpe verlassen hat, tritt es in den internen Wärmeübertrager ein, in welchem die arme Lösung im Gegenstrom zur reichen Lösung strömt und von dieser erwärmt wird. Dies hat deutliche Auswirkungen auf die Leistungszahl der Anlage. Anschließend verteilt die Verteiler-Düse (s. Abschnitt 3.5) im Resorber-Einlass die arme Lösung möglichst gleichmäßig über die Platten und Plattenspalte. Der Ansaugstutzen der Pumpe befindet sich am unteren Ende des Gas-Flüssig-Abscheiders. Auf Grund des Siedegleichgewichts (VLE) innerhalb des Abscheiders befindet sich die Flüssigkeit am Pumpeneinlass in einem Zustand minimaler Unterkühlung, allein durch den geringfügig erhöhten Druck, den die Flüssigkeitssäule im Abscheider hervorruft. Die Form des Abscheiders, siehe Abb. 3.7, wurde so gewählt, dass sich eine Flüssigkeitssäule von etwa 1 m bei möglichst geringem Volumen ergibt.

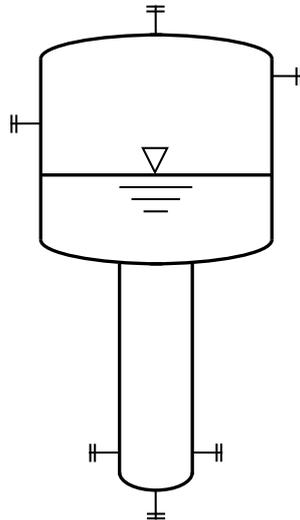


Abbildung 3.7: Skizze des Gas-Flüssigkeits-Abscheiders mit Anschlüssen

Gleichzeitig wird durch den größeren Querschnitt im Kopfbereich des Abscheiders eine vergrößerte freie Oberfläche der flüssigen Phase erzeugt. Ziel dieser Maßnahme ist es, dass bei sinkendem Druck möglichst zunächst an der freien Oberfläche Kältemittel verdampft, bevor die gesamte Flüssigkeit direkt zu sieden beginnt. In diesem Fall würde der Förderstrom der Pumpe abreißen und somit der Prozess zum Erliegen kommen. Eine von der Pumpe verursachte lokale Druckabsenkung im Ansaugstutzen kann wiederum zum Sieden und somit zum Ausgasen der Flüssigkeit führen. Das entstehende Zweiphasengemisch kann von der Pumpe dann nicht beschleunigt bzw. verdichtet werden, wodurch es zum Abreißen des Flüssigkeitsmassenstromes kommen kann. Diesen

Vorgang gilt es durch einen geeigneten Regler zu umgehen. Dazu wird in der aktuellen Version des Regelungs- und Steuerprogrammes in "LabView" ein PI-Regler eingesetzt, der innerhalb von 40 sec eine Sollwertänderung von 1 l/min umsetzt. Gegenüber einem Abscheider, der über die gesamte Bauhöhe im größeren Durchmesser ausgeführt ist, verringert sich außerdem die Gesamtkältemittelmenge innerhalb der Anlage. Hinsichtlich der Betriebssicherheit ist dies von Vorteil.

### 3.3 Resorber/Entgaser-Wärmeübertrager

Die Schnittstellen der Wärmepumpe, an denen Wärme auf- und abgegeben wird, stellen die beiden Wärmeübertrager Resorber und Entgaser dar. Diese sind als gedichtete Plattenwärmeübertrager ausgeführt, wodurch sich gegenüber Rohrbündelwärmeübertragern der Vorteil ergibt, die Leistung der Anlage durch Variation der Plattenanzahl zu skalieren. Außerdem erzeugen die in Abb. 3.6 rechts dargestellten Prägestrukturen innerhalb der Strömung zusätzliche Turbulenzen, die den Wärmeübergang erhöhen und somit hohe Übertragungsleistung bei relativ geringem Einbauvolumen ermöglichen. Als weiterer Vorteil ist die einfachere Zugänglichkeit zwecks Prüfung und Reinigung zu nennen. Da es in beiden Wärmeübertragern nur zu partiellen Phasenwechseln des Kältemittels kommt, führte *Altenkirch* [85] die Begriffe "Resorber" und "Entgaser" ein, um sie gegenüber den Apparaten einer herkömmlichen Kompressionsmaschine abzugrenzen. Die Bezeichnung "Resorber" wird gleichwertig zu "Absorber" verwendet, da es sich um eine kontinuierliche Absorption des zuvor verdampften Kältemitteldampfes handelt. Bei der Verdampfung handelt es sich um eine teilweise Entgasung des Dampfes aus der Lösung, weshalb für den Apparat die Bezeichnung "Entgaser" anstelle von "Verdampfer" gewählt wurde.

Eine der Schlüsselkomponenten der Versuchsanlage stellt der Resorber dar, in dem die Wärmeabgabe an den sekundärseitigen Wärmeträger erfolgt. An dieser Stelle werden der Kompressions- und der Lösungskreislauf wieder zusammengeführt, indem über den oben angeordneten Verteiler ein Fallfilm erzeugt wird, der in den Plattenkanälen herabrieselt und dabei den komprimierten ammoniakreichen Dampf absorbiert.

Die acht Spalte des Kältemittels (Fließrichtung von oben nach unten) und die neun Spalte des Wärmeträgermediums sind im Gegenstrom angeordnet. Die Reynoldszahlen auf der Seite der Wärmesenke, welches der Wasserseite des Resorbers entspricht, erreichen ca.  $Re = 1000$ . In einer ersten Auslegung wurde die treibende Temperaturdifferenz sowohl am Entgaser- als auch am Resorber-Wärmeübertrager mit konstanten  $\Delta T_{m,\log} = 5 \text{ K}$  angenommen, da es sich bei dem Arbeitsfluid um ein Gemisch handelt und somit der Temperaturgleit durch Änderung der Zusammensetzung an den Temperaturverlauf des Wärmeträgers angepasst werden kann. Dadurch kann die Leistung der beiden Apparate mit der folgenden Gleichung abgeschätzt werden:

$$\dot{Q}_{\text{RES}} = k_{\text{RES}} A_{\text{RES}} \Delta T_{m,\log,\text{RES}} \quad (3.4)$$

mit dem gesamten Wärmedurchgang

$$\frac{1}{k_{\text{RES}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{W}}} + \frac{\delta_{\text{Platte}}}{\lambda_{\text{Platte}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{MIX}}} \quad (3.5)$$

und der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{\text{m,log,RES}} = \frac{(T_{14} - T_4) - (T_{15} - T_5)}{\ln \frac{(T_{14} - T_4)}{(T_{15} - T_5)}}. \quad (3.6)$$

Experimentelle Ergebnisse von NORDVEDT [15]<sup>1</sup> zeigen, dass Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kältemittelseite von etwa 1,3 kW/m<sup>2</sup>K im Rieselfilmabsorber und etwas höhere Werte im Entgaser zu erwarten sind, wobei die beiden dort beschriebenen Wärmeübertrager mit etwas kürzeren Plattenlängen von 0,5 m ausgeführt sind. Demgegenüber stehen vorausberechnete Wärmeübergangskoeffizienten aus derselben Arbeit<sup>2</sup> von bis zu 5 kW/m<sup>2</sup>K bei Dampfmassenanteilen von größer als  $q = 0,3$ . Als möglichen Grund für die Abweichung von vorausberechneten und gemessenen Werten nennt der Autor die Ungleichverteilung der ammoniakarmen absorbierenden Flüssigkeit im untersuchten Fallfilmabsorber und vermutet, dass eine bessere Verteilung zu höheren Leistung führen könnte. Dementsprechend ist bei einer optimierten Verteilung des Fallfilms mit höheren Wärmeübertragerleistungen zu rechnen. Unter Berücksichtigung dieser Informationen wurden die Wärmeübertrager ausgewählt, deren technische Daten in Tabelle 3.1 zu finden sind.

Tabelle 3.1: Technische Daten Wärmeübertrager

	Resorber/Entgaser	Interner Wärmeübertrager
Hersteller	<i>Kelvion PHE GmbH</i>	
Typ	LWC100TV	GVH200H
Plattenlänge	0,720 m	0,182 m
Plattenbreite	0,388 m	0,043 m
Material		1.4401
Max. Betriebsdruck		26 bara

Es handelt sich dabei um gedichtete Plattenwärmeübertrager, welche den Vorteil mit sich bringen, dass eine flexible Anpassung der Übertragungsfläche auch nach der Montage möglich ist. Durch das Lösen der Muttern an den Spannbolzen können die Platten des Apparates demontiert werden und sowohl die Strömungsführung als auch die Platten selbst verändert werden, vgl. Abb. 3.8.

So können z.B. unterschiedliche Prägungsmuster untersucht werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die beiden am weitesten verbreiteten Arten der Winkel-

<sup>1</sup>S. 86

<sup>2</sup>S. 64

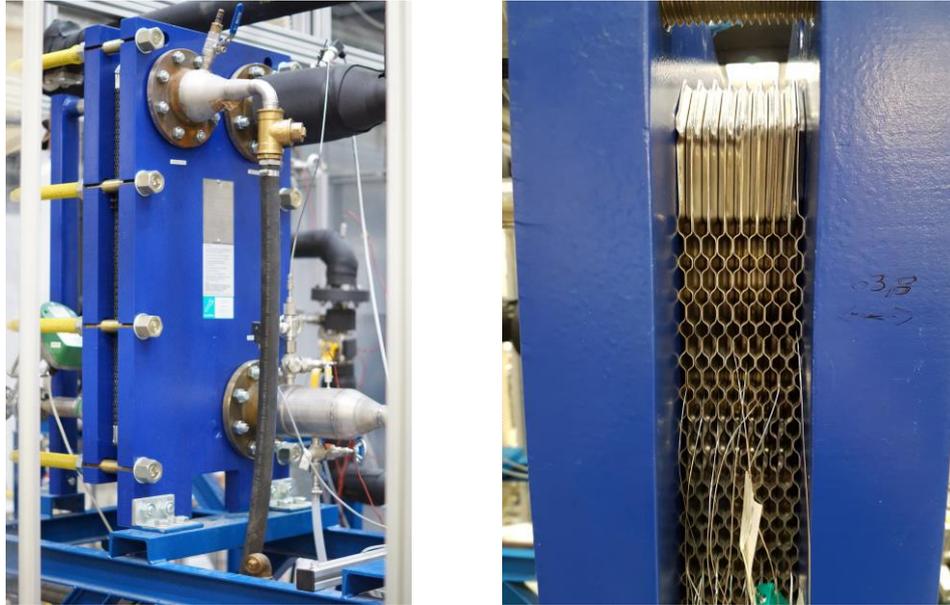


Abbildung 3.8: Links: Resorber-Plattenwärmeübertrager / Rechts: Seitenansicht des Plattenpaketes mit Durchführung der Thermolemente

Wellen-Prägung im Fischgrätenmuster untersucht – die 27°-Prägung sowie die 63°-Prägung. Hervorzuheben ist an dieser Stelle, dass es sich nicht um Einzelplatten, sondern um laserverschweißte Kassetten handelt. Diese bestehen aus zwei Einzelplatten, die am Rand miteinander verschweißt sind. Dadurch können kritische Medien eingesetzt werden, wie das hier verwendete Gemisch aus Ammoniak und Wasser. Nachteilig gegenüber einem aus Einzelplatten zusammengesetzten Plattenwärmeübertrager wirkt sich lediglich die Tatsache aus, dass die verschweißten Plattenkanäle von außen nicht zugänglich sind. Gegenüber einem vollverschweißten oder gelöteten Plattenwärmeübertrager bieten sie die oben beschriebene Möglichkeit, die Konfiguration nachträglich zu ändern. Außerdem sind für Untersuchungen am Wärmeübertrager die Plattenspalte zugänglich, durch die das Sekundärmedium strömt, in diesem Fall Wasser.

In Abb. 3.9 sind die beiden in dieser Arbeit verwendeten Plattengeometrien schematisch abgebildet und die benötigten geometrischen Größen gekennzeichnet. Wesentliches Unterscheidungsmerkmal der Winkel-Wellen-Prägungen ist der Prägungswinkel  $\varphi$ . Er wird gegen die Senkrechte, also gegen die Strömungsrichtung, aufgetragen. Auf der links abgebildeten Platte beträgt er 27°. Dieses Prägungsmuster wird als sog. “weiche“ Prägung bezeichnet. Rechts daneben ist entsprechend die “harte“ Prägung zu sehen, deren Prägungswinkel 63° beträgt. Weiterhin werden für die Berechnung des Wärmeüberganges häufig die Prägungstiefe  $b = 2 \cdot \hat{a}$  und die Wellenlänge  $\Lambda$  genutzt. Aus diesen Parametern lässt sich die Wellenzahl  $X_p$  nach der folgenden Gleichung berechnen:

$$X_p = \frac{2\pi\hat{a}}{\Lambda} \quad (3.7)$$

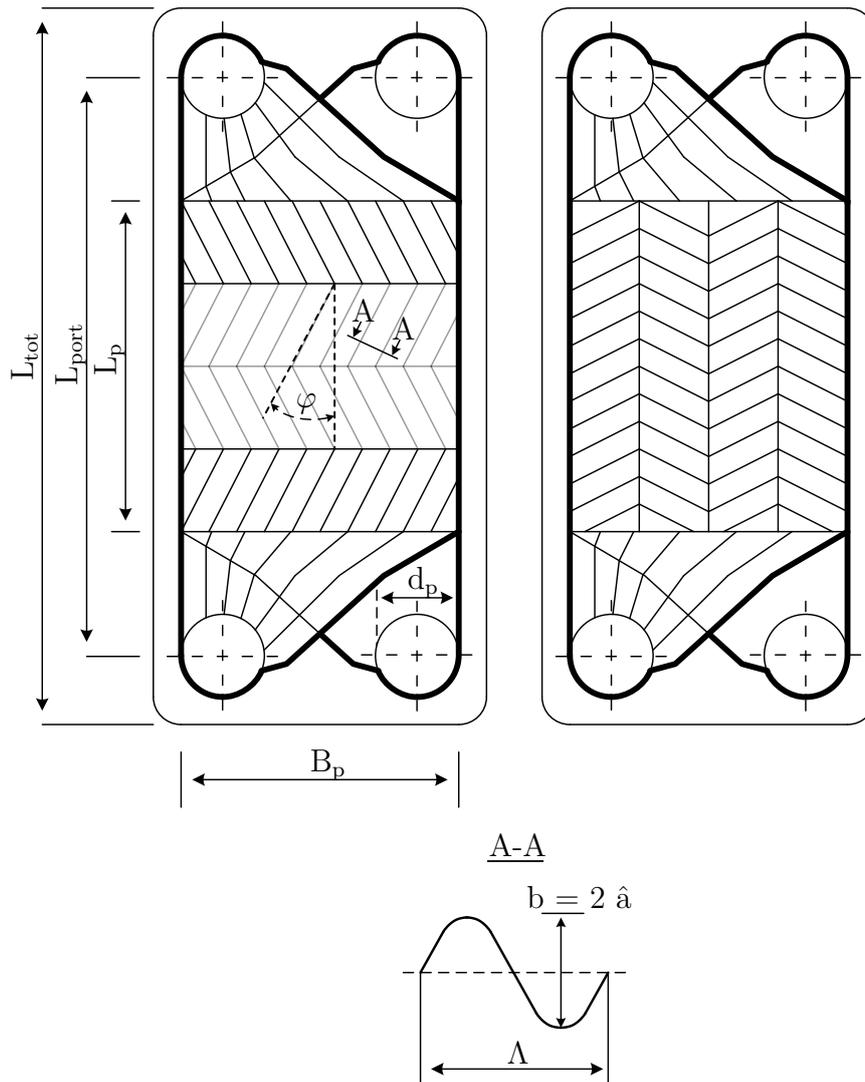


Abbildung 3.9: Plattengeometrie

Durch die Wellenprägung vergrößert sich die ebene Projektionsfläche  $A_e$  um den Vergrößerungsfaktor  $\Phi$  und ergibt die am Wärmeübergang beteiligte Fläche innerhalb der Dichtung  $A_p$  :

$$A_p = \Phi B_p L_p = \Phi A_e. \quad (3.8)$$

Unter der Annahme einer sinusförmigen Oberflächenstruktur wird der Vergrößerungsfaktor als Funktion der Wellenzahl zu

$$\Phi(X_p) \approx \frac{1}{6} \cdot \left( 1 + \sqrt{1 + X_p^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{X_p^2}{2}} \right) \quad (3.9)$$

approximiert. Weiterhin wird der Vergrößerungsfaktor in der Literatur dazu genutzt,

den hydraulischen Durchmesser  $d_h$  zu berechnen [76].

$$d_h = \frac{2\pi\hat{a}_p}{\Phi(X_p)} \quad (3.10)$$

Mit dem hydraulischen Durchmesser als charakteristischer Länge wird die Reynolds-Zahl des Sekundärfluides berechnet.

### 3.4 Interner Wärmeübertrager

Die optimale Nutzung der thermischen Energie der kondensierten reichen Lösung (Abb. 3.2 Zustandsänderung 5-6) zur Vorwärmung der armen Lösung (10-11) ist einer der Schlüsselp Parameter, um eine maximale Temperatur am Resorbereintritt zu erzielen. Dabei sind zwei Effekte zu beachten. Zum einen bedeutet eine möglichst niedrige Temperatur der reichen Lösung eine umso niedrigere Temperatur nach der Expansion (7), wodurch möglichst viel Wärme im Entgaser (7-8) aufgenommen werden kann, siehe dazu Abb. 3.4. Zum anderen erhöht die Temperatur der armen Lösung direkt die maximale Prozesstemperatur im Resorber. Deshalb ist der interne Wärmeübertrager so ausgelegt, dass eine gewisse Reserve vorhanden ist, um selbst beim maximal erreichbaren Förderstrom der Lösungspumpe noch die Grädigkeit von 5 K am Auslass der armen Lösung zu erreichen. Tabelle 3.1 sind die technischen Daten des gewählten Wärmeübertragers zu entnehmen.

### 3.5 Verteiler-Düse

Ein effizienter Anlagenbetrieb ist nur möglich, wenn der gesamte ammoniakreiche Dampf innerhalb des Resorbers von der wässrigen Lösung absorbiert und die dabei entstehende Lösungswärme abgeführt wird. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die gleichmäßige Verteilung der Lösung über alle Platten. Das bedeutet: Sowohl im Verteiler-Manifold als auch über die gesamte Plattenbreite muss die arme Lösung gleichmäßig verteilt werden, um die bestmögliche Wärme- und Stoffübertragung zu erzielen. In der Literatur sind verschiedene Ansätze zur Verbesserung des Absorptionsvorgangs mit anschließender/gleichzeitiger Wärmeübertragung zu finden [86], [87], [88], [89]. Jedoch behandelt keiner dieser Autoren die gleichmäßige Verteilung des Arbeitsfluides über die Plattenbreite. Wie in Abb. 3.10 zu sehen, ist die Temperaturverteilung im Resorber zu Beginn der Versuchsreihe dieser Arbeit sehr ungleichmäßig. Die Abbildung zeigt je ein Wärmebild von beiden Seiten des Apparates. Anhand der Farbskala lässt sich erkennen, dass eine Seite deutlich wärmer ist als die andere. Dies deutet auf die oben beschriebene Fehlverteilung des Arbeitsfluides über die Plattenbreite hin. Außerdem fehlen genaue Kenntnisse über die Absorptionskinetik innerhalb des Apparates und die daraus resultierende gegenseitige Beeinflussung von Gas- und Flüssigkeitsströmung. Zwei mögliche Extremfälle sind denkbar: Der ammoniakreiche Dampf wird sofort am Eintritt in die Plattenkanäle absorbiert oder der Absorptionsvorgang vollzieht sich bis zum Austritt am Ende der Platte. Im ersten Sze-

nario ist die gegenseitige Beeinflussung beider Strömungen innerhalb des Plattenkanals deutlich geringer. Eine Verdrängung der Flüssigphase durch die Gasphase an die Ränder des Kanals wäre unwahrscheinlich. Das Gegenteil gilt für den zweiten Fall.

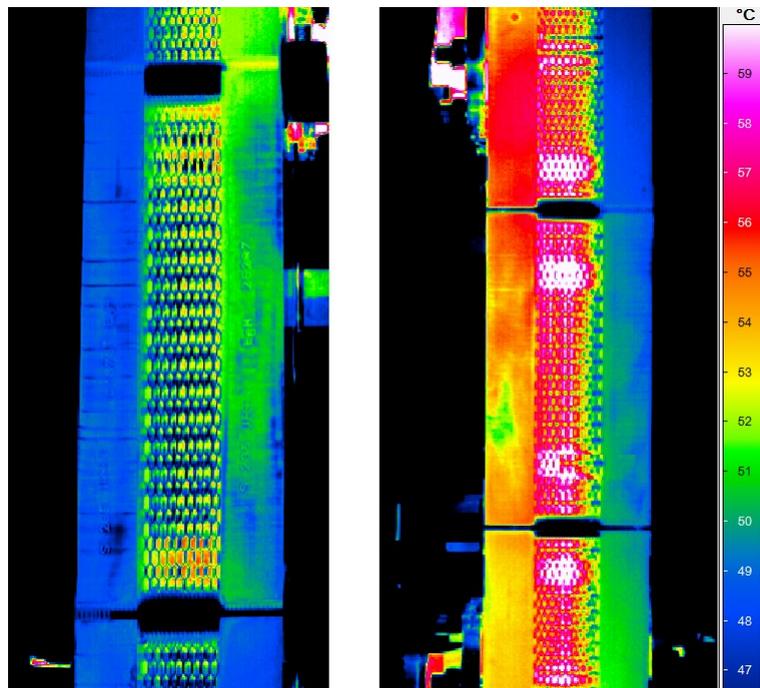


Abbildung 3.10: Wärmebild-Aufnahme des Resorbers von beiden Seiten im Betrieb bevor eine optimierte Verteilung des Arbeitsfluides vorgenommen wurde

Um die Verteilung der flüssigen ammoniakarmen Lösung zu untersuchen wird ein Versuchsstand aufgebaut (Abb. 3.12), der den in der Versuchsanlage eingesetzten Wärmeübertrager mit Verteilvorrichtung nachbildet. Dieser wird zwar mit Wasser und Luft als Arbeitsmedien betrieben, ermöglicht hierdurch aber einen gefahrlosen Betrieb und uneingeschränkten Zugang zum Inneren des Apparates. So können mit geringem Aufwand verschiedene Düsen-Geometrien eingesetzt und erprobt werden.

Abb. 3.11 zeigt rechts den schematischen Aufbau der Verteilvorrichtung in der Schnittansicht. Die ammoniakarme Lösung wird durch eine Lanze in das Manifold des Wärmeübertragers hinein gefördert. Dort verteilt eine aufgeschraubte Düse den Flüssigkeitsstrom. Links daneben ist eine bereits optimierte Variante dieser Düse im Einsatz gezeigt. Zu erkennen ist, dass ein Großteil der Flüssigkeit nach rechts oben eingespritzt wird. Der Grund dafür liegt in der Verteilstruktur der Wärmeübertragerplatten. Diese sind in der Standardausführung für den Betrieb mit einphasigen Medien im Einlassbereich entwickelt. Wie sich dies auf die Verteilung des erzeugten Rieselfilms auswirkt, wird im Folgenden beschrieben.

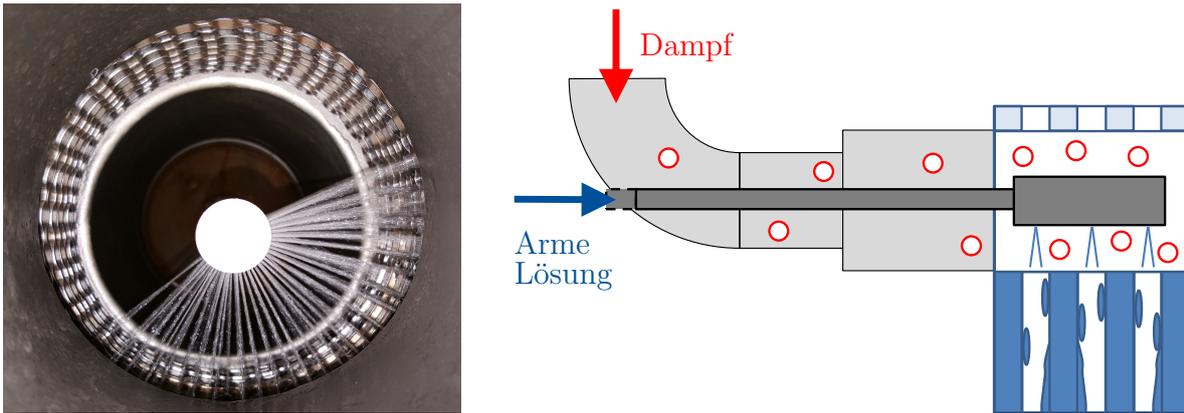


Abbildung 3.11: Skizze Verteiler-Düse (r) und Frontansicht (l)

In Abb. 3.12 links ist die Prägungsstruktur des Verteilerdreiecks zu sehen. Der gerade verlaufende rote Pfeil kennzeichnet die Hauptströmungsrichtung. Durch den anderen roten Pfeil ist einer der quer dazu verlaufenden Kanäle angedeutet, über die ggf. ein Ausgleich zwischen den Hauptkanälen stattfindet. Damit diese Verteilung funktioniert, muss ein gewisser Mindestvolumenstrom gegeben sein, ohne den das Fluid einfach der Gravitationskraft folgend senkrecht nach unten strömt. Im Falle des gewünschten Riesel Films ist die Durchströmung des Verteilers mit Flüssigphase derart gering, dass eine gleichmäßige Bestromung der Platte nicht ohne weiteres zustande kommt.

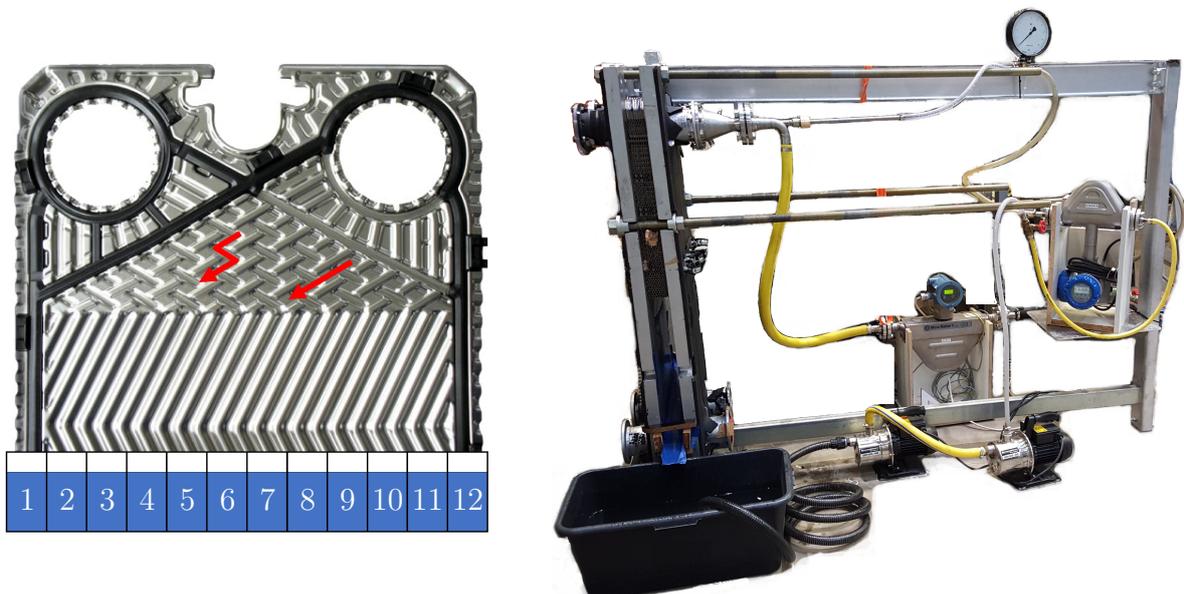


Abbildung 3.12: Auffangvorrichtung und Verteilungsprüfstand

Um diese Anforderungen zu erreichen wird eine speziell angefertigte Verteiler-Düse eingesetzt. In Voruntersuchungen von [90] werden verschiedene Typen-Geometrien getestet und insbesondere der Faktor gleichmäßige Verteilung analysiert. Dazu werden die

Platten in der Mitte abgeschnitten und im Wärmeübertrager-Gestell montiert. Unter die abgeschnittenen Platten wird eine Auffangvorrichtung für die Flüssigkeit montiert, mit der die Durchflussmenge in Abhängigkeit der Plattenbreite gemessen wird. Diese Vorrichtung besteht aus 12 Segmenten. Die Plattenbreite wird also in 12 Abschnitte unterteilt. In Abb. 3.13 sind die Ergebnisse unterschiedlicher Verteilungsversuche mit optimierter

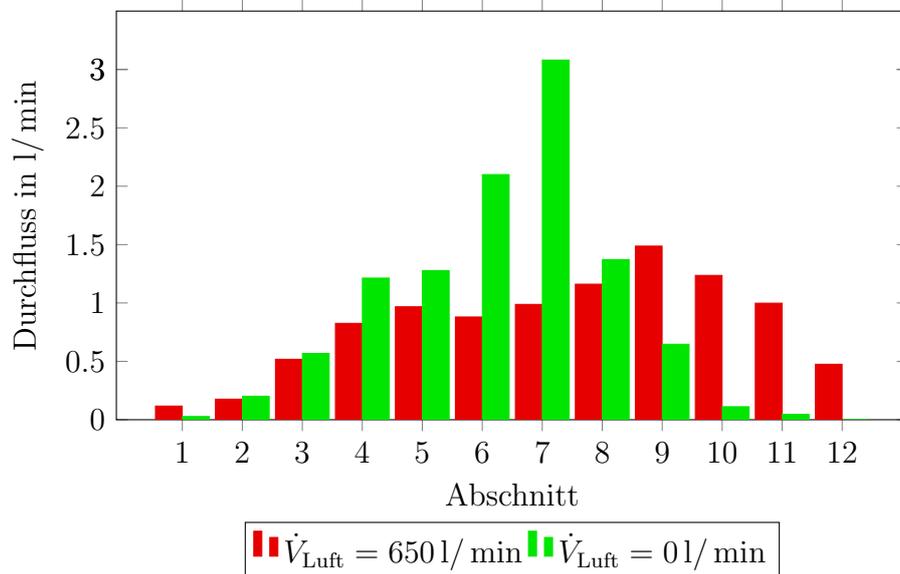


Abbildung 3.13: Flüssigkeitsverteilung über der Plattenbreite bei einem Prägungswinkel von  $\varphi = 27^\circ$

Düse für einen Plattenprägungswinkel von  $27^\circ$  bei einem Gesamtvolumenstrom der Flüssigkeit von  $10 \text{ l/min}$  dargestellt. Auf der x-Achse sind die einzelnen Abschnitte, in die die Plattenbreite eingeteilt wird, aufgetragen. Darüber lässt sich der Durchfluss ablesen, der im stationären Betrieb gemessen wird. Um die möglichen Extremfälle einer sehr langsamen bzw. einer sehr schnellen Absorption im Verteilversuch zu berücksichtigen, werden Massenströme von  $6 \text{ l/min}$ ,  $8 \text{ l/min}$ ,  $10 \text{ l/min}$  des flüssigen Mediums jeweils gleichzeitig mit einem Luftmassenstrom von  $650 \text{ l/min}$  in den Wärmeübertrager eingeleitet und die Verteilung gemessen. Anschließend werden die Messungen mit den gleichen Werten des Flüssigkeitsmassenstromes auch ohne Gasströmung durchgeführt, sodass die beiden extremen Betriebszustände nachgestellt werden.

Eine Absorption des Kältemitteldampfes ohne Beeinflussung der Flüssigkeitsverteilung ist nicht zu erwarten. Ebensowenig wird mit einer Verdrängung der gesamten Flüssigkeit an die Ränder der Platte durch den absorbierten Gasmassenstrom gerechnet. Die hier konzipierte Düse ist also als Kompromiss zwischen den beiden Extremfällen zu betrachten, der der tatsächlichen Absorptionskinetik Rechnung trägt. Wird der Luftstrom auf  $650 \text{ l/min}$  eingestellt, müssen sowohl Luft als auch Wasser den gesamten Plattenkanal passieren. Demgegenüber steht der andere Extremfall, ohne Luftdurchströmung.

Es ist deutlich zu erkennen, dass eine Beströmung mit Luft für eine Vergleichmäßigung der Verteilung sorgt. Darüber hinaus ist die Verteilcharakteristik vom Prägungswinkel

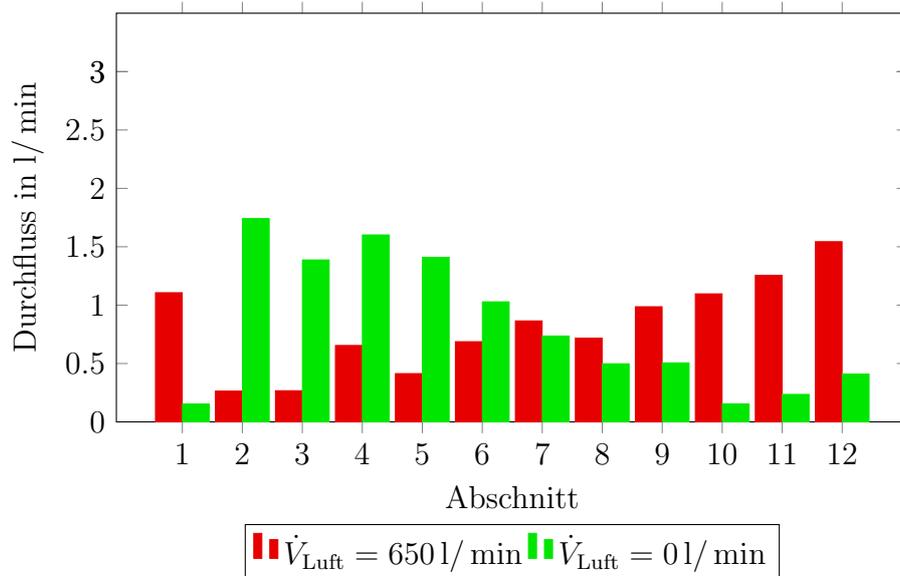


Abbildung 3.14: Flüssigkeitsverteilung über der Plattenbreite bei einem Prägungswinkel von  $\varphi = 63^\circ$

abhängig. Die Ergebnisse für einen Prägungswinkel von  $63^\circ$  sind in Abb. 3.14 zu sehen. In diesem Fall bewirkt die gleichzeitig eingeleitete Luftströmung, dass die Abschnitte 8 bis 12 stärker mit Flüssigkeit beströmt werden, als ohne Luftströmung. Dafür nimmt der Massenstrom in den vorderen Kanälen ab, bis auf den ersten. Die beiden Verteilungen scheinen in einem gewissen Maß komplementär zueinander zu sein. Wird davon ausgegangen, dass sich der tatsächliche Betriebszustand zwischen den beiden Extremfällen einstellt, kann von einer nahezu gleichmäßigen Verteilung der Flüssigkeit ausgegangen werden.

## 3.6 Expansionsventil

Nachdem die ammoniakreiche Lösung im internen Wärmeübertrager auf etwa  $40^\circ\text{C}$  abgekühlt worden ist, entgast sie zu einem kleinen Teil, während sie das Expansionsventil passiert. Dessen Aufgabe ist die nahezu isenthalpe Druckreduktion auf etwa 4 bar und die damit verbundene Temperaturabsenkung, die über den Dampfdruck an die Druckabsenkung gekoppelt ist. Bei dem verwendeten Expansionsventil handelt es sich um das Modell ICM 20-A mit dem dazugehörigen Stellmotor ICAD600 der Firma *Danfoss A/S*. Der digitale Schrittmotor ermöglicht eine sehr präzise Bestimmung des Öffnungsgrades des Ventils, wobei letzterer durch eine digitale Anzeige am Stellmotor ständig dargestellt wird. Der Öffnungsgrad ist dabei Regelparameter für die Regelung des Hochdruckes der Versuchsanlage.

## 3.7 Entgaser-Wärmeübertrager

Der Apparat, in dem Wärme in den Kreislauf aufgenommen wird, ist der Entgaser-Wärmeübertrager. Das zuvor bereits teilweise entgaste Kältemittel befindet sich beim Eintritt im Sättigungszustand, weshalb eine weitere Wärmeaufnahme in zusätzlicher Entgasung bzw. Verdampfung resultiert. Da die entstehende Gasphase i.d.R. nahezu aus dem Leichtsieder Ammoniak besteht und der größere Anteil des Massenstromes als arme Lösung zurückbleibt, wird im Rahmen dieser Arbeit die Bezeichnung Entgasung anstelle von Verdampfung verwendet, um die beiden Prozesse gegeneinander abzugrenzen. Um die entstehende Gasphase nicht als Strömungshindernis überwinden zu müssen, strömt das Kältemittel im Gegenstrom zum Wärmeträger von unten nach oben und verlässt den Entgaser zumeist als geschichtete zweiphasige Strömung bzw. Schwallströmung. Wie in Tabelle 3.1 zu sehen, sind Entgaser und Resorber baugleich, bis auf die Anzahl der Kassetten, die im Falle des Entgasers lediglich sieben beträgt.

## 3.8 Abscheider

Zur Phasentrennung wird ein Druckbehälter mit einem Volumen von 38 l genutzt, dessen Zulauf sich im oberen Drittel befindet. Aufgrund der Erdbeschleunigung und der unterschiedlichen Dichten sammelt sich die Flüssigphase (arme Lösung) im unteren Teil, von wo aus sie durch die Kreiselpumpe gefördert wird. Analog hierzu ist der Verdichter an der obersten Stelle angeschlossen, um dort die Gasphase anzusaugen, siehe dazu Abb. 3.7.

# 4 Experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist die Charakterisierung und detaillierte Analyse der thermodynamischen Vorgänge im Resorber, einem zentralen Apparat der Hybrid-Absorptions-Kompressions-Wärmepumpe. Diese Vorgänge sind bislang nur wenig bekannt und es wurde nur in einigen Arbeiten der Gesamtapparat untersucht, z.B. in [91]. Die Leistung des Resorbers ist aber für die Gesamtleistung der Anlage ausschlaggebend. Die herausgearbeiteten Daten zum Druckverlust und Wärmeübergang sollen der verbesserten Auslegung dieser Apparate dienen.

## 4.1 Versuchsanordnung

Neben der Instrumentierung der Rohrleitungen mit Temperaturmessstellen, Drucksensoren und Durchflussmessern zur Bilanzierung der Versuchsanlage (s. Kap. 3) wurde ein Plattenpaket mit Thermoelementen bestückt. Dieses kann sowohl im Resorber als auch im Entgaser eingesetzt werden.

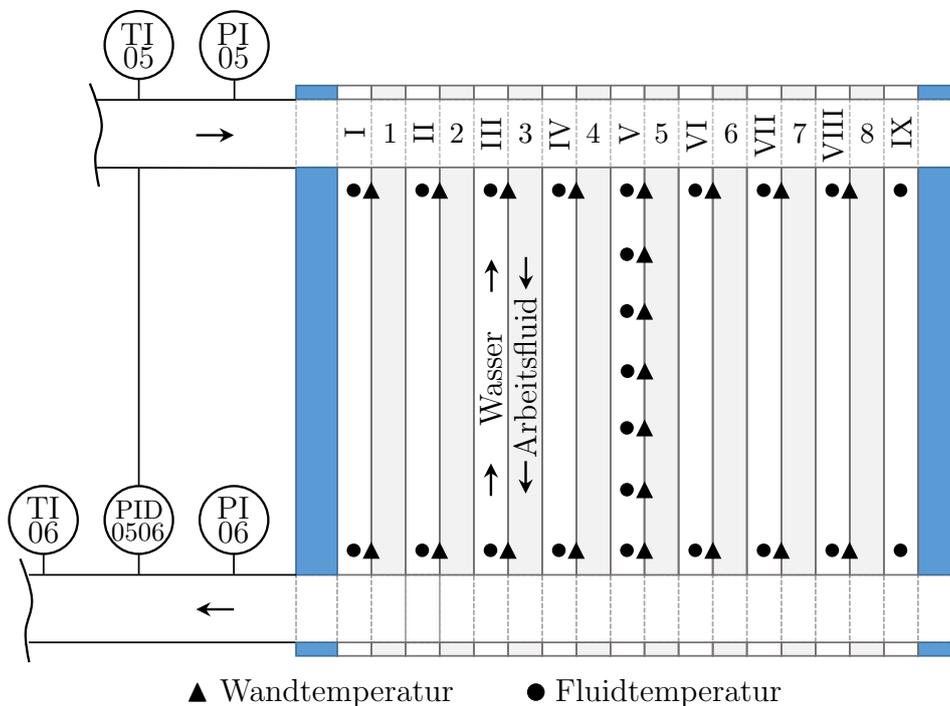
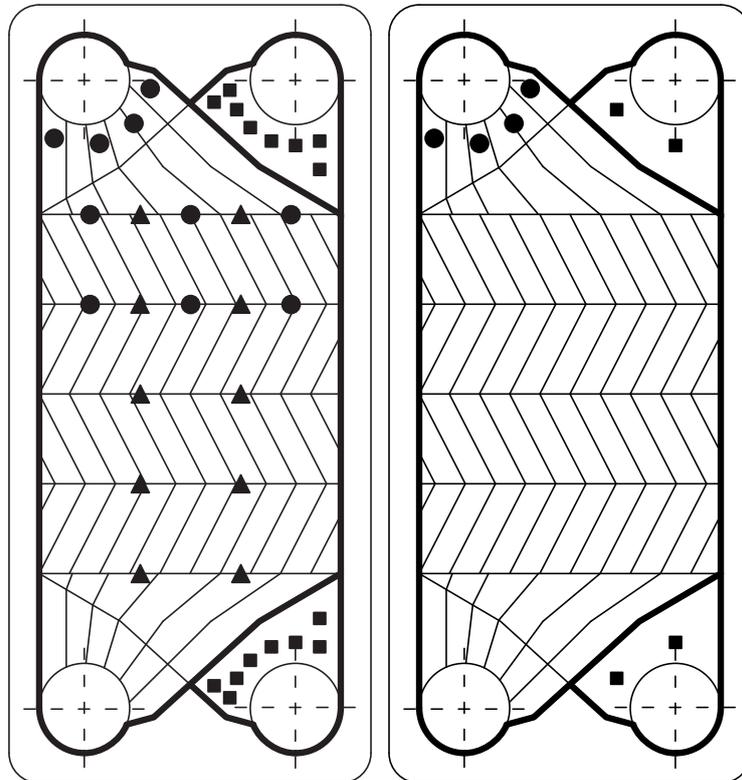


Abbildung 4.1: Sensorik am Resorber

Diese Sensoren sind ausschließlich auf der wasserbeströmten Seite (Sekundärfluid) der Kassetten angebracht und ermöglichen durch die Messung sowohl der Wand- als auch der Fluidtemperatur die Bestimmung der lokalen Wärmestromdichte. Dabei ist zu beachten, dass sich lediglich auf einer Platte in der Mitte des Paketes (s. Abb. 4.1) - im Weiteren Messplatte genannt - die Sensoren befinden, die die Platte in mehrere Segmente unterteilen, wie in Abb. 4.2 links zu sehen.



▲ Fluid- und Wandtemperatur    ■ Wandtemperatur    ● Fluidtemperatur

Abbildung 4.2: Anordnung der Thermoelemente auf der Messplatte (links) und allen weiteren Platten (rechts)

Die so gebildeten Segmente können durch die Messung der Fluidtemperatur an den Segmentgrenzen bilanziell betrachtet werden. Auf allen weiteren Platten werden lediglich die Temperaturen des austretenden Fluides gemessen. Da das Sekundärfluid in alle Spalte mit der gleichen Temperatur unten links eintritt und diese mit einem Pt100-Sensor gemessen wird, können somit auch Energiebilanzen für alle Plattenspalte aufgestellt werden. In Abb. 4.2 werden Messstellen, an denen die Fluidtemperatur gemessen wird, durch Kreise gekennzeichnet. Dreiecke bedeuten Messstellen, an denen sowohl Wand, als auch Fluidtemperatur gemessen werden. Weiterhin markieren Vierecke die Positionen, an denen zwar kein Wasser strömt, aber trotzdem die Wandtemperatur gemessen wird. Die Bedeutung dieser Messstellen wird in Abschnitt 4.6 näher erläutert. An dieser Stelle sei lediglich darauf hingewiesen, dass das Kältemittel im Gegenstrom zum Wärmeträger auf

der rechten Seite oben in den Plattenkanal ein- und rechts unten wieder austritt. Über die lateral im Wellenfeld angebrachten und die am Austritt über den Umfang verteilten Sensoren wird eine ungleichmäßige Erwärmung des Sekundärfluides detektiert. Da das Wasser abhängig vom Strömungsweg unterschiedlich viel Wärme aufnimmt, ist eine ungleichmäßige Temperaturverteilung sehr wahrscheinlich. Außerdem ist kältemittelseitig damit zu rechnen, dass sich die eingespritzte arme Lösung nicht gleichmäßig über die Plattenbreite verteilt. Auch hierdurch kommt es zu ungleichmäßigen Bedingungen für die Wärmeübertragung zwischen den beiden Fluiden.

## 4.2 Messtechnik und Messunsicherheit

Der folgende Abschnitt gibt eine Übersicht über die Messtechnik, die zur Bestimmung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten innerhalb der Plattenkanäle verwendet wird sowie deren Einbauposition und Messunsicherheit. Dabei bezieht sich die Nummerierung der Sensoren auf das Fließbild in Anhang A.3. Die Messunsicherheit ist Teil jedes Messwertes, der durch experimentelle Arbeit gewonnen wird. Sie bezeichnet eine statistische Abweichungstoleranz des Messwertes von seinem wahren Wert. Die folgende Analyse der Messunsicherheit orientiert sich am *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement* (GUM) [92] und beinhaltet eine Unterteilung der einzelnen Einflussarten in bekannte bzw. unbekannt systematische und statistische Einflüsse nach PESCH [93]. Außerdem wird zwischen statischen und dynamischen Unsicherheiten unterschieden. Statische Unsicherheiten beziehen sich auf Größen, die sich während der Versuche nicht ändern. Demgegenüber werden dynamische Unsicherheiten den sich ändernden Messwerten zugeordnet. Die vollständige Angabe von Messergebnissen geschieht in der Form:

$$\text{Ergebnis} = Y \pm U \quad (4.1)$$

mit der dimensionsbehafteten Unsicherheit  $U$  oder in der entdimensionierten Form:

$$\text{Ergebnis} = Y \cdot (1 \pm W). \quad (4.2)$$

Wobei die relative Unsicherheit  $W$  als Anteil des Messergebnisses angegeben wird. Entsprechend lässt sich ein Vertrauensintervall bestimmen, in welchem bspw. 95 % aller Messergebnisse liegen.

Ein Messunsicherheitsbudget wird, wie in [94] erläutert, für jeden Messwert erstellt. Beispielhaft ist ein solches in Anhang A dargestellt und detailliert beschrieben. Es werden die Unsicherheiten der einzelnen Einflussgrößen zu einer kombinierten Standardmessunsicherheit  $u_c$  zusammengefasst. Dabei gilt, dass  $u_c$  kleiner als die Summe der einzelnen Unsicherheiten ist:

$$u_k < \sum_{i=1}^n u_i. \quad (4.3)$$

Anstelle des ROOT MEAN SQUARE-Verfahrens (*RMS*), bei dem alle Beiträge von gleichem Gewicht sind (s. Gl. 4.4), werden nach dem GUM der Gewichtungsfaktor  $\sqrt{G}$

und der Sensitivitätskoeffizient  $c$  eingeführt.

$$\Delta RMS = \sqrt{\sum_{i=1}^n \Delta x_i^2} \quad (4.4)$$

$\sqrt{G}$  wird nach der zu Grunde liegenden Verteilungsform ermittelt. Der Sensitivitätskoeffizient  $c$  ist als partielle Ableitung der Modellgleichung nach den einzelnen Einflussfaktoren definiert:

$$c_i = \frac{\partial f}{\partial x_i} \quad (4.5)$$

Die Modellgleichung  $f$  beschreibt dabei den funktionalen Zusammenhang der verschiedenen Einflussgrößen auf ein Messergebnis oder das Ergebnis einer Berechnung. Die Form der gewichteten kombinierten Standardmessunsicherheit wird demnach zu:

$$u_c = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\sqrt{G} \cdot c_i \cdot a_i)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2} \quad (4.6)$$

### 4.2.1 Thermoelemente

Als Temperatur-Sensoren werden Thermoelemente des Typs STE-KB-0,5 Klasse 1 der Fa. *Rössel Messtechnik* eingesetzt, deren Messsignale von einem Digitalmultimeter Modell 2750 der Fa. *Keithley* erfasst werden. Es handelt sich dabei um 0,5 mm dicke Ni-Cr/Ni-Mantelthermometer, deren Genauigkeit nach EN 60584 in einem Temperaturbereich von  $-40^\circ\text{C}$  bis  $375^\circ\text{C}$  bei  $\pm 1,5\text{K}$  liegt, und die sich durch eine geeignete Kalibrierung deutlich verbessern lässt (s. Kap. 4.2.6). Um die Fluidtemperatur zu erfassen, wurden die Thermoelemente kurz unterhalb des Sensor-Kopfes mit einem möglichst flachen Tropfen Silberlot in ein Wellental der Plattenprägung gelötet und die Spitze in die Mitte des Strömungskanals gebogen (s. Abb. 4.3 rechts). An den Stellen, an denen sowohl Fluid- als auch Wandtemperatur gemessen werden, ist unterhalb des erstgenannten ein weiteres Thermoelement befestigt (s. Abb. 4.3 links). Die Spitze dieses Sensors wird mit einem Tropfen Silberlot direkt auf der Wand befestigt.

Im oberen Bild der Abb. 4.3 ist zu erkennen, wie die Thermoelementdrähte durch die Kassettendichtung geführt werden. Die Sensoren im unbeströmten Zwischenraum, deren Position rot umkreist ist, können durch Aussparungen in der Dichtung verlegt und durch Lötunkte befestigt werden. Um die Thermoelemente auf dem wasserbeströmten Wellenfeld zu befestigen, wird die Dichtung von innen mit einer Kanüle durchstoßen, durch die der Draht von außen hindurchgeführt wird. Anschließend wird die Kanüle wieder entfernt, der Anpressdruck der Kassetten verschließt das entstandene Loch.

Die Grundlage für Temperaturmessungen mit Thermoelementen bildet der thermoelektrische *Seebeck*-Effekt. Dieser verursacht in elektrischen Leitern eine Ladungsverschiebung, falls sich der Leiter in einem inhomogenen Temperaturfeld befindet. Kombiniert man zwei verschiedene elektrisch leitende Materialien und setzt sie dem gleichen

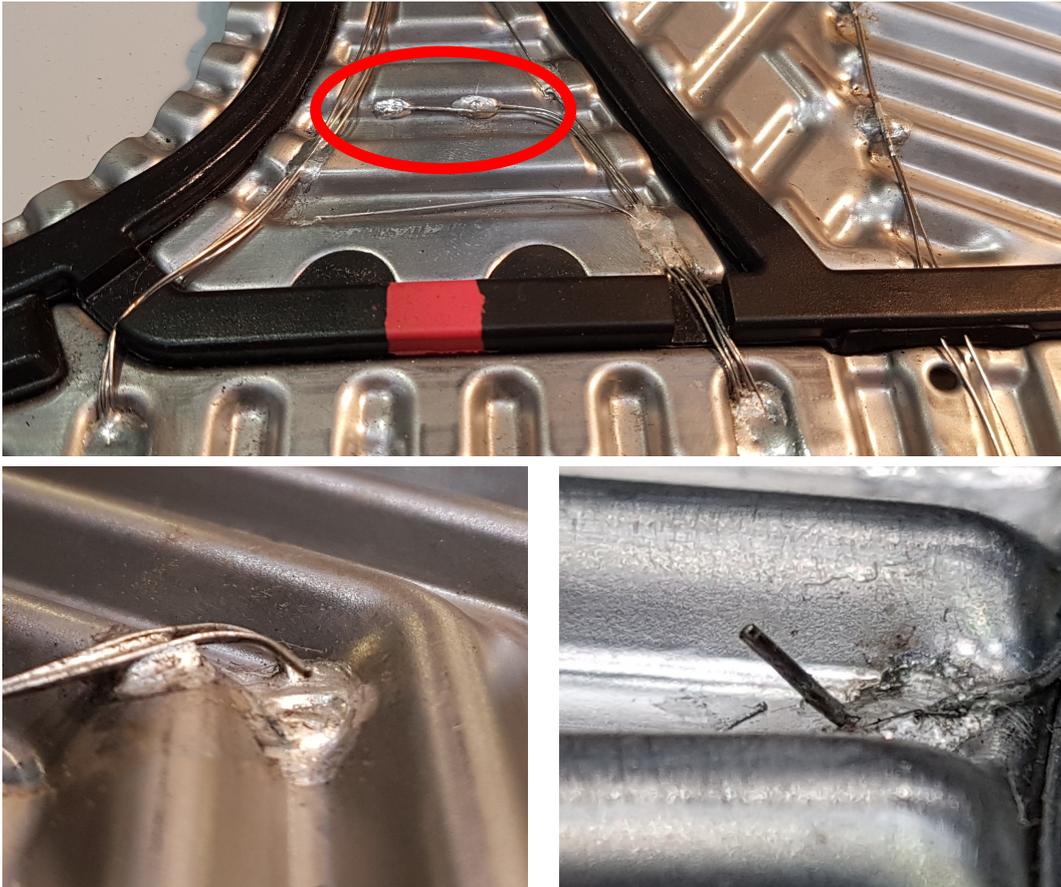
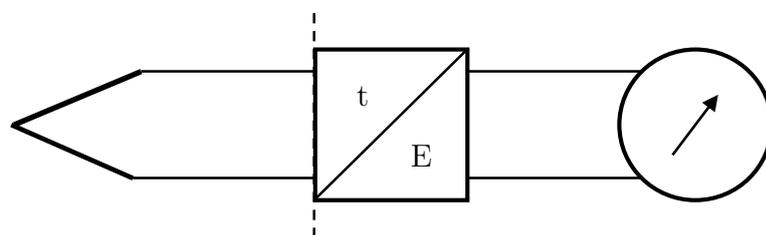


Abbildung 4.3: Positionen Thermoelemente - oben: Durchführung und auf Wand gelötet  
 unten links: auf die Wand gelötet | unten rechts: im Strömungskanal

Temperaturfeld aus, treten in den beiden Leitern unterschiedliche Thermospannungen auf. Diese Differenz der Spannungen lässt sich nutzen, um die Differenz der Temperaturen zwischen dem freien Ende der beiden Leiter (Vergleichsstelle) und der Kontaktstelle, an der sie verbunden sind, zu bestimmen. Um die absolute Temperatur zu erhalten, müssen lediglich die Temperatur der Vergleichsstelle, die *Seebeck*-Koeffizienten der Materialien sowie die Thermospannung bekannt sein.



Thermoelement      Messumformer      Messinstrument

Abbildung 4.4: Vereinfachte Messkette eines Thermoelementes

Aus Abb. 4.4 lässt sich erkennen, dass die Messkette eines Thermoelements vereinfacht aus den drei Komponenten Sensor, Messumformer und Messinstrument besteht. Jede dieser Komponenten trägt zur gesamten Messunsicherheit der Kette bei, die dementsprechend bestimmt und berücksichtigt werden muss, siehe dazu Gl. 4.7.

$$Y = T_m + \delta M_D + \delta M_A + \sigma_{TE} + \delta t_{OS} + \delta t_M + \delta_{LZ} + \delta V_{LX} + \delta V + \delta_B \quad (4.7)$$

Dabei beziehen sich die einzelnen Terme auf die drei Elemente der Messkette:

### Thermoelement

$T_m$  Die Temperatur an der Messstelle

$\delta M_D$  Die Messsignalabweichung auf Grund der Ungenauigkeit des Sensors beträgt für Klasse 1 Thermoelemente lt. DIN EN 60584  $0,004 \cdot T_m$  [95].

$\delta M_A$  Die Messsignalabweichung auf Grund ungenügender Austemperierung ist bei stationären Betriebspunkten zu vernachlässigen.

$\sigma_{TE}$  Die Standardabweichung der Messung eines Betriebspunktes.

### Messumformer

$\delta t_{OS}$  Im Datenblatt des Messumformers ist für die Vergleichsstellengenauigkeit  $\pm 0,6 - 1,3$  K angegeben. Im weiteren wird  $\pm 1$  K verwendet.

$\delta t_M$  Der Einfluss auf die Elektronik des Messumformers durch die Umgebungstemperatur wird zu 0,25 K geschätzt.

$\delta V_{LX}$  Die Spannungsabweichung auf Grund der Ausgleichsleitungen entfällt. Da hier Thermoelemente der Klasse 1 zum Einsatz kommen, werden für die Leiter dieselben Materialien genutzt, wie für die Thermoelemente.

$\delta_{LZ}$  Die Langzeitstabilität des Messumformers wird zu 0,5 K geschätzt.

### Messinstrument

$\delta V$  Die Abweichung der Stabilität der Auswertelektronik auf Grund von Schwankungen der Spannungsversorgung (Spannungseinfluss) wird als vernachlässigbar klein eingeschätzt.

$\delta_B$  Die Anzeigeabweichung auf Grund des Einflusses des Eingangswiderstandes (Bürdeneinfluss) entfällt. Da das Signal direkt gespeichert und umgewandelt wird, wird keine klassische Anzeige verwendet.

Mit den oben erläuterten Annahmen und Vereinfachungen verkürzt sich Gleichung (4.7) zu:

$$Y = T_m + \delta M_D + \sigma_{TE} + \delta t_{0S} + \delta T_M + \delta_{LZ}. \quad (4.8)$$

Für diese Gleichung (4.8) lässt sich nun ein Messunsicherheitsbudget erstellen. Die dort ermittelte kombinierte Standardmessunsicherheit wird dann um die Unsicherheit der Kennlinie  $u_{\text{Kennlinie}}$  nach Gl. (4.20) ergänzt, um die gesamte Unsicherheit eines Thermoelements zu bestimmen.

An dieser Stelle ist ein beispielhaftes Messunsicherheitsbudget für den Messpunkt 51 sowie für das Thermoelement mit der Bezeichnung TC101, gegeben:

Tabelle 4.1: Messunsicherheitsbudget TC101 [94]

$\delta x$	$s$	$a$	$V$	$\sqrt{G}$	$c$	$u$	
<b>TC101 in °C</b>							
$\delta M_D$	0	0,2422	$R$	0,58	1	0,1398	
$\sigma_{TE}$	0	0,4371	$N$	1	1	0,4371	
$\delta t_{0S}$	0	1	$R$	0,58	1	0,5774	
$\delta_{LZ}$	0	0,5	$R$	0,58	1	0,2887	
$\delta_{LZ}$	0	0,25	$R$	0,58	1	0,1443	
		k	<b>kombinierte Standard-MU</b>			$u_c$	0,8051
<b><math>T</math> in K</b>	333,7017	2	<b>erweiterte Unsicherheit</b>			$U_{95}$	1,6101

Dies entspricht einer relativen Unsicherheit von 2,6591 %. Zusätzlich zu der erweiterten Unsicherheit trägt die Unsicherheit der Kennlinie bei. Für den Sensor mit der Bezeichnung TC101 beträgt diese:  $u_{\text{Kennlinie}} = 0,0091$  K. Die Ermittlung der Unsicherheit der Kennlinie sowie die Kalibrierung werden in Abschnitt 4.2.6 erläutert. Damit ergibt sich die gesamte Unsicherheit zu  $U_{95} = 1,6192$  K. Das Messergebnis des Thermoelements liegt also mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % in dem Bereich:

$$T_{\text{TC101}} = 333,7017 \text{ K} \pm 1,6192 \text{ K} \quad (4.9)$$

Ein weiteres exemplarisches Messunsicherheitsbudget (Pt100-Sensor) ist in Anhang A.5 zu finden.

## 4.2.2 Widerstandsthermometer

Innerhalb der Rohrleitungen der Versuchsanlage wird die Kerntemperatur der Strömung mit Pt100-Widerstandsthermometern vom Typ IK3 der Firma *ICS Schneider Messtech-*

nik mit der Toleranzklasse A 1/10 DIN EN 60751 gemessen. Die Änderung des elektrischen Widerstandes des Platins in Abhängigkeit von der Temperatur wird im Temperaturbereich zwischen 0 °C und 100 °C durch die lineare Gleichung 4.10 wiedergegeben. Dabei ist  $R_0$  der Nennwiderstand von 100  $\Omega$  bei 0 °C,  $\alpha_T$  der Temperaturkoeffizient von Pt und  $\vartheta$  die gemessene Temperatur.

$$R_T = R_0 \cdot (1 + \alpha_T \cdot \vartheta) \quad (4.10)$$

Aufgrund des sehr präzisen Fertigungsprozesses, der geringen Alterung des reinen Platins und der gekapselten Ausführung sind Pt100-Sensoren sehr genau, robust, temperaturbeständig und im industriellen Einsatz sehr verbreitet. Einzig aus Kostengründen werden Thermoelemente verwendet und falls geringe Fühlerdurchmesser benötigt werden. Aus der Toleranzangabe des Herstellers lässt sich die folgende Grenzabweichung bestimmen:

$$\Delta T_{PT100} = \left( \frac{0,15 + 0,002 \cdot |\vartheta|}{10} \right) \quad (4.11)$$

Im für die Versuchsanlage relevanten Temperaturbereich zwischen 0 °C und 150 °C liegt die maximale Grenzabweichung demnach bei  $\Delta T_{PT100} = \pm 0,045$  °C. Das analoge Messsignal (Spannung) des gemessenen Widerstandes wird mit einem NI-Modul 9217 digitalisiert und über CompactDAQ-Chassis NI cDAQ 9172 und NI cDAQ 9178 an das in Labview entwickelte Steuerungsprogramm übergeben. Um den Widerstand des Anschlusskabels aus der Messung zu eliminieren werden die Sensoren in Vierleiterausführung verwendet. Der interne Fehler bei der Temperaturmessung wird vom Hersteller [96] mit maximal  $\Delta T_w = \pm 0,35$  °C angegeben. Nimmt man konservativ eine Jahresstabilität von Pt100-Sensoren von 0,04 K/a und einen Einsatzzeitraum von etwa zehn Jahren an, ergibt sich dieser Einfluss zu  $\delta T_a = 0,4$  K. Außerdem wird zu jeder Messung die Standardabweichung  $\sigma_T$  der Temperaturmessung als statistischer Einfluss der Messunsicherheit addiert. Das Messunsicherheitsbudget für die verwendeten Widerstandsthermometer ist im Anhang A.5 für einen exemplarischen Sensor und Betriebspunkt dargestellt. Im Messpunkt 51 liegt die Temperatur an der Stelle TI06 im Bereich 47,6879 °C  $\pm$  0,6545 °C. Dies entspricht einer relativen Unsicherheit von 1,3724 % und ist repräsentativ für alle weiteren verwendeten Sensoren dieses Typs. In Abb. 4.1 ist schematisch dargestellt, an welcher Stelle die einzelnen Sensoren montiert sind. Die Temperatur TI05 wird als Sonderfall nicht direkt gemessen. Vielmehr werden die Temperaturen der beiden einzelnen Massenströme "Dampf" und "armer Lösung" gemessen. Für die Ermittlung des integralen Wärmeübergangskoeffizienten wird (wie in Abschnitt 4.4 beschrieben) daraus die ideale Lösungstemperatur berechnet.

### 4.2.3 Absolut- und Differenzdruckaufnehmer

Da sich die Versuchsanlage in einen Hoch- und einen Niederdruckbereich unterteilen lässt, werden entsprechend piezoresistive Druckmessumformer des Typs IMP 331 der Fa. *ICS Schneider* mit einem Messbereich von 0-10 bar bzw. 0-25 bar in gekapselter

Ausführung eingesetzt, die ein elektrisches Signal von 4-20 mA erzeugen. An den beiden Wärmeübertragern Resorber und Entgaser wird neben dem Absolutdruck am Eintritt auch die Druckdifferenz gegenüber dem Austritt mit einem Differenzdruckaufnehmer IDM 331 gemessen, der einen Messbereich von 0-1,6 bar hat und ebenfalls ein analoges 4-20 mA Ausgangssignal erzeugt. Diese analogen Messsignale werden mit einem NI-Modul 9203 digitalisiert. Der Hersteller macht zur Messgenauigkeit nach Norm IEC 60770 die in Tabelle 4.2 dargestellten Angaben:

Tabelle 4.2: Unsicherheiten Druckmessumformer

Sensor	Messbereich	Genauigkeit	max. Abweichung
IMP 331	0-25 bar	$\pm 0,35 \% FSO$	$\frac{\pm 0,0035 \cdot 25 \text{ bar}}{\sqrt{3}} = 0,051 \text{ bar}$
IMP 331	0-10 bar	$\pm 0,35 \% FSO$	$\frac{\pm 0,0035 \cdot 10 \text{ bar}}{\sqrt{3}} = 0,029 \text{ bar}$
IDM 331	0-1,6 bar	$\pm 0,5 \% FSO$	$\frac{\pm 0,005 \cdot 25 \text{ bar}}{\sqrt{3}} = 4,619 \text{ mbar}$

Die FSO-Signalmessspanne (Full Scale Output) am Ausgang beschreibt die algebraische Differenz zwischen dem Ausgangssignal bei maximaler Messgröße und dem Ausgangsruhesignal am niedrigsten Punkt der Messgröße. Um ggf. Abweichungen durch auftretende Alterungseffekte zu vermeiden, wurden die Drucksensoren, die unmittelbar an den untersuchten Wärmeübertragern installiert sind, mit einer Druckwaage kalibriert (s. Abschnitt 4.2.6). Ein beispielhaftes Messunsicherheitsbudget für den verwendeten Sensor PI05 findet sich im Anhang A.6. Die Ergebnisse der Messunsicherheitsanalyse für die fünf kalibrierten Punkte zeigt Tabelle 4.3.

Tabelle 4.3: Übersicht der Abweichung nach dem Kalibriervorgang von PI05 [94]

Systemdruck	95-%-Intervall	relative Unsicherheit
5 bar	$6,002 \pm 0,0480 \text{ bar}$	0,8007 %
10 bar	$11,002 \pm 0,0752 \text{ bar}$	0,6836 %
15 bar	$16,002 \pm 0,1032 \text{ bar}$	0,6448 %
20 bar	$21,002 \pm 0,1444 \text{ bar}$	0,6875 %
25 bar	$26,002 \pm 0,1586 \text{ bar}$	0,6099 %

Aus dieser Messunsicherheitsanalyse wird ersichtlich, dass die relativen Unsicherheiten in einem schmalen Intervall von 0,6099 % bis 0,8007 % liegen und der Einfluss auf das Gesamtsystem mit  $< 1\%$  gering ist. Daher wird vereinfachend im Weiteren mit einer konservativen Annahme der relativen Unsicherheit von  $w_{PI05} = 1\%$  für den gesamten Messbereich gerechnet, um der Tatsache Rechnung zu tragen, dass es sich bei der Kalibrierung lediglich um Stichproben handelt. In Abb. 4.1 ist schematisch dargestellt,

wie die Absolut- und Differenzdrucksensoren am Resorber montiert sind. Dabei sind die Anschlüsse des Differenzdrucksensors über T-Stücke mit den gleichen Stellen an den Rohrleitungen verbunden wie die Absolutdrucksensoren.

#### 4.2.4 Durchflusssensoren

Aufgrund ihrer geringen Einbaumaße und des verhältnismäßig günstigen Anschaffungspreises werden zur Messung des Durchflusses an Kältemittel und Sekundärfluid jeweils zwei Turbinendurchflusssensoren der HM-Serie der Fa. *KEM Küppers Elektromechanik* eingesetzt. Das Fluid durchströmt diesen Sensortypen in axialer Richtung und versetzt ein Flügelrad in Drehung, das von einem Trägerfrequenz- oder Induktivaufnehmer gehalten wird. Die Drehung im magnetischen Feld des Aufnehmers induziert in den Flügeln des Rades einen Strom, durch den wiederum ein Magnetfeld entsteht, das die Frequenz des Schwingkreises im Aufnehmer beeinflusst, was als Wechsellspannung messbar ist. Die Frequenz  $f$  ist dabei weitestgehend proportional zum Durchfluss und kann über ein Frequenzmessgerät Typ MCM 400 (Kältemittel) bzw. FAS 100 (Sekundärfluid) bestimmt werden. Die Frequenz wiederum wird über einen konstanten  $K$ -Faktor nach Gleichung 4.12 in den Durchfluss umgerechnet.

$$\dot{V} = \frac{f \cdot 60}{K} \quad (4.12)$$

mit  $f$ : Frequenz in Hz und  $K$  in Impulse/l

Tabelle 4.4: Übersicht Durchflusssensoren der HM-Serie

Sensor-Typ	Medium	Messbereich
HM 007 E71.G.TS.27	ammoniakreiche Lösung	2-20 l/min
HM 009 E05.G.TC.15	ammoniakarme Lösung	3,3-33 l/min
HM 13 E	Sekundärfluid	8,5-85 l/min

Wie in Abbildung 4.5 zu erkennen, ist der  $K$ -Faktor zum einen abhängig von der Viskosität des Mediums und zum anderen vom Messbereich des Sensors. Der mittlere  $K$ -Faktor (gestrichelte Linie rechts) wird vom Hersteller angegeben, um den gesamten Messbereich mit möglichst geringen Abweichungen wiederzugeben. Da insbesondere im Bereich der unteren Grenze des Messbereiches der Fehler bei Verwendung dieses Mittelwertes relativ groß ist, wird darauf geachtet, den Sensor nicht in diesem Bereich zu betreiben. Bei den kältemittelseitigen Durchflusssensoren wirkt sich eine gegenüber der Kalibrierung geringere dyn. Viskosität von etwa 0,5 cSt kaum negativ aus, gerade wenn die Sensoren im Messbereich  $> 20\%$  betrieben werden. Bei den meisten, der eingesetzten Durchflusssensoren lässt sich der Betriebsbereich sogar soweit eingrenzen, dass nicht der Mittelwert, sondern der Kalibrierwert in der Nähe des Betriebspunktes verwendet wird, wodurch der hierdurch bedingte Fehler kleiner als 0,1% wird. Die Messunsicherheit der hier beschriebenen Sensoren ist in Anhang A.7 ausführlich dargestellt. Beispielsweise

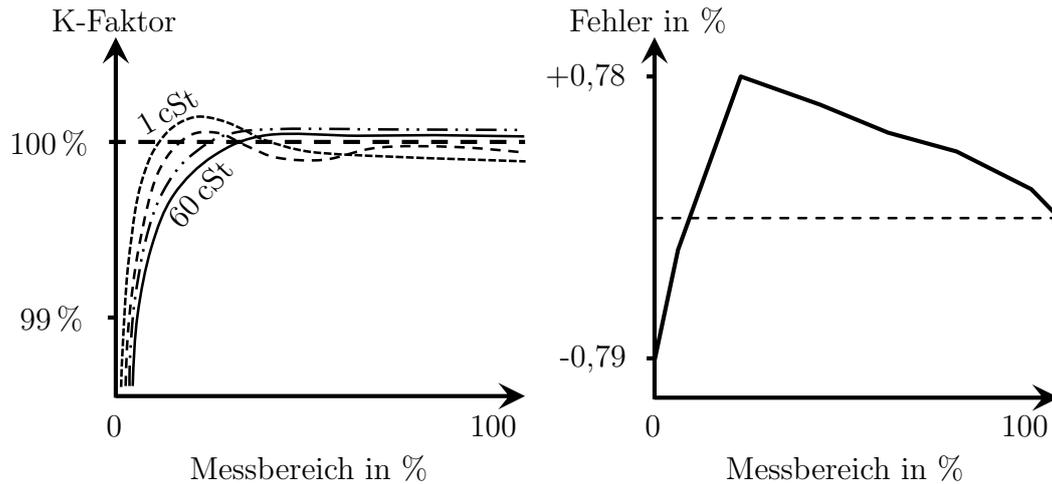


Abbildung 4.5: K-Faktor in Abhängigkeit der Viskosität (links) und exempl. Abweichung vom Mittelwert

liegt diese in einem Betriebspunkt, in dem der Sensor FI35 von 60,411 L/min durchflossen wird, bei  $\pm 1,0708$  L/min. Dies entspricht einer relativen Messgenauigkeit von  $\pm 1,7\%$ .

### 4.2.5 Dichtemesseinrichtung

In Verbindung mit der in 4.2.4 beschriebenen Durchflussmessung wird über die Messung der Dichte der Massenstrom an ammoniakarmer Lösung bestimmt, der von der Lösungspumpe gefördert wird. Dazu wird der Messwertaufnehmer, ein Biegeschwinger für den Durchflussbetrieb mit der Bezeichnung DPR 417 NYE und die zugehörige Auswerteeinheit mPDS 1000 der Fa. *Anton Paar* eingesetzt. Der Messwertaufnehmer wird unmittelbar nach der Lösungspumpe von der armen Lösung durchflossen, wobei direkt am Pumpenauslass Temperatur und Druck gemessen werden. Anschließend wird aus den drei intensiven Zustandsgrößen die Zusammensetzung des Fluides bestimmt. Der Messwertaufnehmer basiert auf dem Prinzip des einseitig eingespannten U-Rohrs. Dieses wird vom Fluid durchströmt und gleichzeitig elektronisch in seiner Eigenfrequenz zum Schwingen angeregt. Aus der gemessenen Eigenfrequenz lässt sich die Dichte wie folgt berechnen (Gl. 4.13):

$$\rho = \frac{EI}{4\pi^2 l^3 V} \cdot T_e^2 - \frac{m}{V} \quad (4.13)$$

Dabei bedeutet  $T_e$  die Periodendauer als Kehrwert der Eigenfrequenz,  $E$  das Elastizitätsmodul,  $I$  das Flächenträgheitsmoment sowie  $m$  die Masse,  $l$  die Länge und  $V$  das Volumen des Rohres. Diese Größen werden zu den Konstanten  $A$  und  $B$  des Messwertaufnehmers zusammengefasst, woraus Gleichung 4.14 entsteht:

$$\rho = A \cdot T_e^2 - B \quad (4.14)$$

$$\text{mit } A = \frac{EI}{4\pi^2 l^3 V} \text{ und } B = \frac{m}{V}. \quad (4.15)$$

Aufgrund des hohen Temperatureinflusses auf die Dichte des zu untersuchenden Fluides und der Eigenschaften des U-Rohres wird Gl. 4.14 um eine Temperaturkompensation erweitert. Diese lautet:

$$\rho = A \cdot T_e^2 \cdot (1 + A_1 \cdot \vartheta + A_2 \cdot \vartheta^2) - B. \quad (4.16)$$

Der Hersteller gibt im Datenblatt an, den Druckverlust entsprechend einem Rohr von 500 mm Länge und 6,6 mm lichter Weite berechnen zu können. Bei einem maximalen Durchfluss von 20 l/min, einer Dichte von etwa 850 kg/m<sup>3</sup> und einer dyn. Viskosität von 0,7 · 10<sup>-3</sup> Pa s ergibt sich ein Druckverlust von 0,58 bar. Zur Bestimmung des thermodynamischen Zustandes während der Dichtemessung wird deshalb der Mittelwert aus den Werten, die die Drucksensoren direkt am Auslass der Lösungspumpe und am Ende des Leitungsstranges der armen Lösung liefern, verwendet. Die Analyse der Messunsicherheit ist im Anhang A.8 dargestellt. Das Messergebnis des Dichtesensors liegt mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % in dem Bereich:

$$\rho_{\text{LIQ}} = 836,4 \text{ kg m}^{-3} \pm 8,5 \text{ kg m}^{-3} \quad (4.17)$$

Dies entspricht einer relativen Unsicherheit von 1,01 %.

### 4.2.6 Kalibrierung

Um die Unsicherheit der Messwerte zu bestimmen, werden die einzelnen Sensoren kalibriert und auch die Unsicherheit der Kalibrierung berücksichtigt. In diesem Abschnitt werden das jeweilige Vorgehen zur Kalibrierung beschrieben und ggf. gewonnene Kennlinien dargestellt.

#### Thermoelemente

Die Kalibrierung der Thermoelemente erfolgte in situ, indem der Plattenwärmeübertrager von außen isoliert und so verschaltet wurde, dass das Kalibrierfluid (Wasser) nacheinander sowohl die Sekundär- als auch die Primärseite durchströmte. Somit wurde der gesamte Apparat einheitlich temperiert und die Ein- bzw. Austrittstemperaturen mit den Pt100-Sensoren TI35, TI36 und TI39 gemessen.

Aus den gemessenen Temperaturen und der Referenztemperatur (Mittelwert der Sensoren TI35, TI36 und TI39) wurde für jeden Sensor eine lineare Funktion bestimmt:

$$Y(T) = a_0 + a_1 \cdot T. \quad (4.18)$$

Für die Ermittlung der Unsicherheit während der Kalibrierung der Thermoelemente und für deren späteren Einsatz wurde die Richtlinie der Deutschen Akkreditierungsstelle (DAkkS) 'Bestimmung von Thermometerkennlinien' herangezogen [97]. Hinsichtlich der Unsicherheit gibt es drei verschiedene Komponenten, die zur Gesamtunsicherheit der approximierten Kennlinie eines Thermometers führen:

- 1) Die eigentliche Messunsicherheit der Kalibrierpunkte
- 2) Den durch die Fortpflanzung der Messfehler verursachten Kennlinienfehler
- 3) Die Abweichung von berechneter und tatsächlicher Thermometerkennlinie

Unter der Annahme, dass keine Kovarianzen zwischen den Koeffizienten der Approximationsfunktion bestehen, lässt sich die Unsicherheit mit Hilfe der Residuenquadratsumme schätzen [97]:

$$u^2(Y(T)) \approx \frac{1}{N-m} \cdot \sum_{i=1}^N [Y_i(T_i) - f(T_i, a_1, a_2, \dots, a_m)]^2 \quad (4.19)$$

Dies ergibt einen festen Wert ohne Berücksichtigung der Variation der Approximationsunsicherheit über den Kalibrierbereich. Mit Hilfe der Steigung der Kennlinienfunktion kann nun jedoch die Unsicherheit der Kennlinie erfasst werden [97]:

$$u_{\text{Kennlinie}}(T) \approx \left( \frac{\partial f}{\partial T} \right)^{-1} \cdot u(Y(T)) \quad (4.20)$$

Die gesamte Unsicherheit des Thermoelement-Sensors besteht aus der zuvor ermittelten Sensorunsicherheit und der Unsicherheit der Kennlinie  $u_{\text{Kennlinie}}$ . Die Unsicherheiten der Kennlinien der 109 Thermoelemente liegen dabei im Bereich von 0,005 K bis 0,05 K.

### Drucksensoren

Für die Kalibrierung wird das geeichte institutseigene Kolbenmanometer DH 5201 mit dem jeweiligen Drucksensor verbunden. Anschließend wird über geeichte Massestücke ein definierter Druck auf das System ausgeübt, welcher am Manometer des Kolbenmanometers abgelesen werden kann. Dabei wird das Stromsignal des Druckaufnehmers aufgezeichnet. Das Kolbenmanometer erzeugt einen Druck, indem es eine definierte Kraft  $F$  auf eine definierte Fläche  $A$  wirken lässt.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{m \cdot g}{A_0} \quad (4.21)$$

Die relative Unsicherheit dieses Systems lässt sich bestimmen zu:

$$w^2(p) = w^2(F) \cdot w^2(A_0) \quad (4.22)$$

Um bei dem Kalibriervorgang ein höheres Maß an Genauigkeit zu ermöglichen, wird die einfache Modellgleichung (4.21) durch einen Korrekturterm erweitert werden. Der Über-

druck des Kolbenmanometers  $p_{\text{rel}}$  kann über die folgende Gleichung bestimmt werden [98]:

$$p_{\text{rel}} = g_{\text{lokal}} \cdot \frac{\sum m_i \cdot \left(1 - \frac{\rho_L}{\rho_{m_i}}\right)}{A_e(p_e, t)} \cdot 10^{-5} \quad (4.23)$$

Dabei ist  $g_{\text{lokal}}$  die lokale Fallbeschleunigung in  $[m/s^2]$ . Der Summenterm im Zähler ist die um den Luftauftrieb korrigierte Gesamtmasse von Kolben, Glocke und aller aufgelegten Massestücke. Die Kolbenauffläche  $A_e$  muss so exakt wie möglich bestimmt werden. Deformationseinflüsse durch Temperatur und den aufliegenden Druck sind zu berücksichtigen. So lässt sich  $A_e$  zu:

$$A_e(p_e, t) = A_0 \cdot [1 + (\alpha + \beta) \cdot (t - 20^\circ\text{C}) + \lambda p_e] \quad (4.24)$$

bestimmen [98].

Die Kalibrierung des Drucksensors PI05 mit Hilfe der Druckwaage DH 5201 der Firma *DH Budenberg* ergab folgende Kalibrierfunktion, um den gemessenen Strom in Druck umzurechnen:

$$p [\text{bar}] = a \cdot I [\text{mA}] + b \quad (4.25)$$

mit  $a = 1562,5 \text{ bar/mA}$  und  $b = 6,2525 \text{ bar}$

## 4.3 Interner Temperaturhub und Heizleistung

In Abb. 4.6 ist die Korrelation zwischen dem internen Temperaturhub  $\Delta T_{\text{m,Hub}}$  und dem im Resorber übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{RES}}$  dargestellt. Der interne Temperaturhub wird so berechnet wie von ALTENKIRCH [85] empfohlen. Es wird die Differenz aus den jeweiligen logarithmischen Mitteltemperaturen (Gl. 4.27) während des Phasenüberganges innerhalb des Resorbers und des Entgasers gebildet. Die Lösungstemperatur  $T_{\text{MIX,ein}}$  wird, wie in Abschnitt 4.4 beschrieben, mit Gleichung 4.28 bestimmt.

$$\Delta T_{\text{m,Hub}} = T_{\text{m,log,RES}} - T_{\text{m,log,DEG}} \quad (4.26)$$

$$T_{\text{m,log}} = \frac{T_{\text{MIX,ein}} - T_{\text{MIX,aus}}}{\ln \frac{T_{\text{MIX,ein}}}{T_{\text{MIX,aus}}}} \quad (4.27)$$

Es unterscheiden sich die Eintrittsbedingungen wie folgt: Die Zusammensetzung der absorbierenden armen Lösung wird von ca. 40 % bis 46 % variiert. Diese Unterscheidung wird durch die Symbole Kreis, Dreieck und Stern gekennzeichnet. Als weiterer Parameter wurde der Plattenprägungswinkel untersucht. Die Messungen, bei denen Platten mit einem Prägungswinkel von  $63^\circ$  eingesetzt wurden, sind mit Rauten-Symbolen markiert. Weiterhin ist mit  $\beta_m$  das Verhältnis von Gasmassenstrom  $\dot{m}_{\text{VAP}}$  zu Gesamtmassenstrom  $\dot{m}_{\text{MIX}}$  gegeben und wird über die Farbskala zugeordnet.

Drei Effekte sind zu erkennen. Als erstes wird deutlich, dass durch den Einsatz von harten Plattenprägungen ( $63^\circ$ ) deutlich höhere Heizleistungen zu erreichen sind. Der

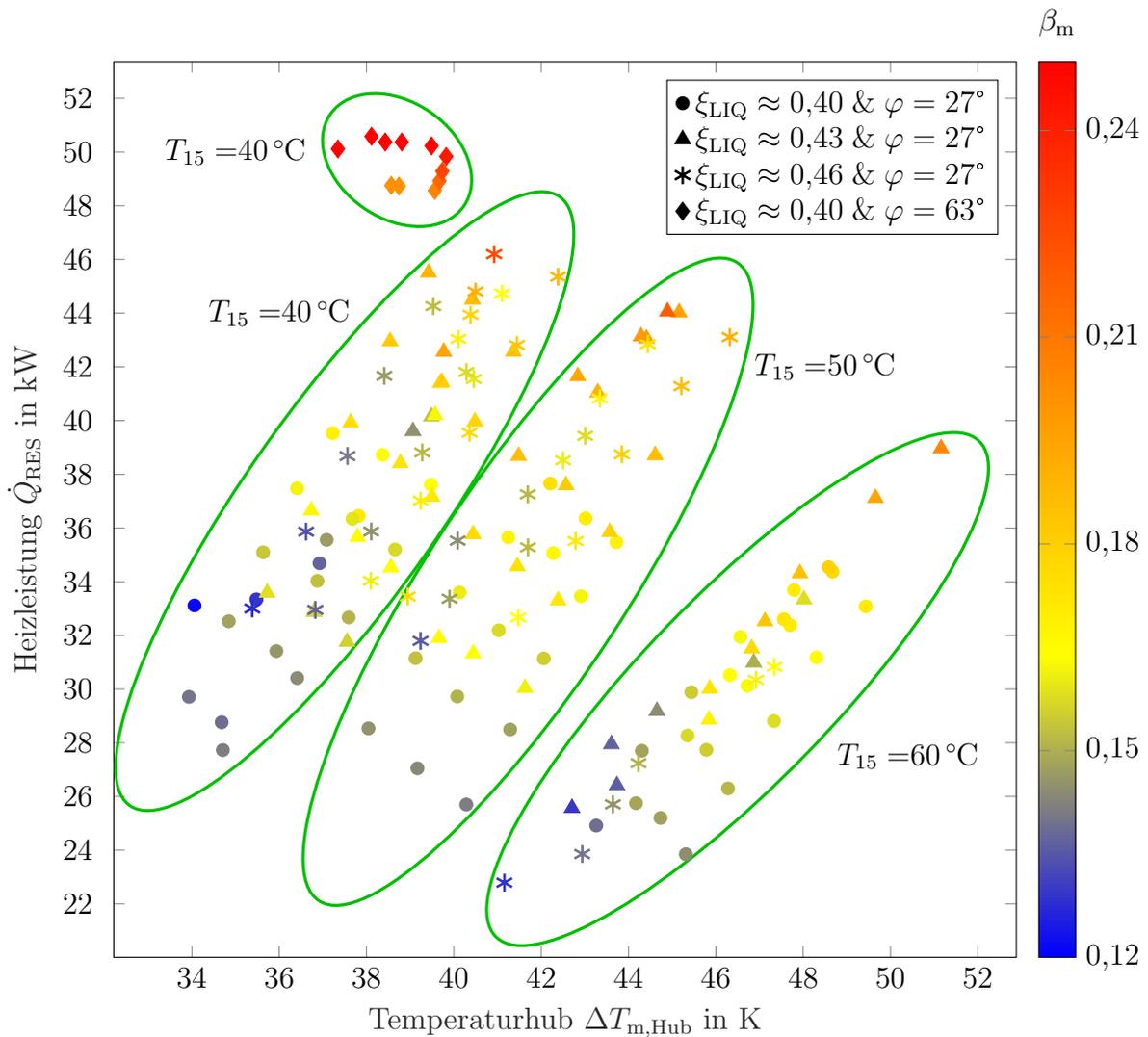


Abbildung 4.6: Zusammenhang zwischen internem Temperaturhub und Heizleistung [99]

Temperaturhub ist dabei eher unterdurchschnittlich groß, wenn man die gesamte Messreihe betrachtet. Dies lässt sich allerdings dadurch erklären, dass die Eintrittsbedingungen von Gas und armer Lösung nahezu gleich zu den anderen Messungen sind. Durch eine bessere Wärmeübertragung wird das Kältemittel folglich weiter abgekühlt, wodurch die mittlere logarithmische Temperatur der Wärmeübertragung sinkt. Dies schlägt sich in einem geringeren Temperaturhub nieder. Prozessbedingt war es nicht möglich, höhere Lösungstemperaturen einzustellen. Der Grund hierfür ist eine Temperaturbegrenzung am Austritt des Schraubenverdichters. Vermutlich liegt hier noch ein Potential vor.

Der zweite Effekt ist, dass höhere Anteile des Gasmassenstromes ( $\beta_m$ ) am Gesamtmassestrom erwartungsgemäß zu höheren Heizleistungen und höheren Temperaturhuben führen. Dabei bewirken höhere Eintrittstemperaturen  $T_{W,\text{ein}}$  des Sekundärmediums (in dieser Grafik wegen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt) einen höheren Temperatur-

hub.  $T_{W,\text{ein}}$  wurde in  $10^\circ\text{C}$ -Schritten von  $40^\circ\text{C}$  bis  $60^\circ\text{C}$  variiert.

Entsprechend sinkt mit steigender Eintrittstemperatur  $T_{W,\text{ein}}$  die übertragene Heizleistung, während der interne Temperaturhub steigt. Letzteres ist darauf zurückzuführen, dass die mittlere Temperatur bei der Wärmeabgabe umso höher ist, je höher die Eintrittstemperatur des Sekundärmediums ( $T_{W,\text{ein}} = T_{15}$ ) ist. Um diesen Effekt von den anderen zu separieren, sind in Abb. 4.6 die Messwerte mit einheitlicher Eintrittstemperatur grün umkreist.

Der dritte Effekt ist der Einfluss der Zusammensetzung der armen Lösung. In Abb. 4.7 sind die Lösungstemperatur  $T_{\text{MIX}}$  und der Dampfmassenanteil  $q$  im Gleichgewichtszustand in Abhängigkeit der Zusammensetzung der armen Lösung  $\xi_{\text{LIQ}}$  dargestellt. Dabei bleiben alle weiteren Eintrittsbedingungen konstant. Tabelle 4.5 führt die verwendeten Werte auf, die den Mittelwerten aus allen aufgenommenen Messwerten entsprechen. Sie sind exemplarisch für einen typischen Anlagenbetriebsfall.

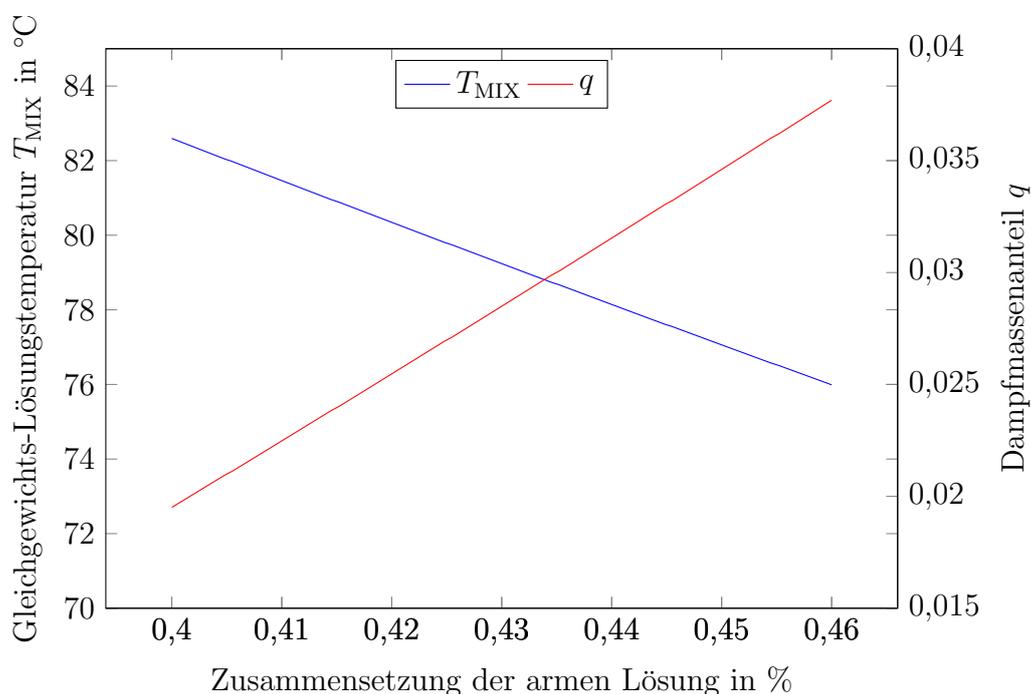


Abbildung 4.7: Zusammenhang zwischen Zusammensetzung der armen Lösung, der Gleichgewichts-Lösungstemperatur und dem Dampfgehalt

Zu erkennen ist, dass die Lösungstemperatur trotz steigender Enthalpie der entstehenden reichen Lösung abnimmt. Gleichzeitig steigt der Dampfanteil, der sich im Gleichgewicht ergibt. Durch diesen Effekt sinkt die mittlere Temperatur der Wärmeübertragung ( $\Delta T_{m,\text{Hub}}$  wird geringer) bei steigendem Wärmestrom, der abgeführt werden kann. Die Voraussetzung dafür ist allerdings, dass der entstehende Dampf kondensiert wird.

Der in Abb. 4.7 theoretisch beschriebene Zusammenhang wird in Abb. 4.8 durch Messwerte qualitativ bestätigt. Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten, sind nur Messwerte aufgetragen, bei denen der Parameter  $\beta_m$  nahezu konstant ist (Variation  $< 0,5\%$ ). Es

Tabelle 4.5: Eintrittsbedingungen der armen Lösung und des Dampfes für den Lösungsvorgang

Strom	$\dot{m}$ in kg/s	$T$ in °C	$p$ in kPa	$\xi$
LIQ	0,0195	37,58	1575	variabel
VAP	0,0039	76,21	1450	0,99

ist auf der  $x$ -Achse ebenfalls der Anteil  $\text{NH}_3$  an der armen Lösung aufgetragen. Die linke  $y$ -Achse zeigt den internen Temperaturhub, der in blau gekennzeichnet ist. Der Zusammenhang besteht darin, dass eine sinkende Lösungstemperatur auch in einem sinkenden internen Temperaturhub resultiert. Wie in Abb. 4.7 ist abfallender Trend zu erkennen, der sich durch eine lineare Regression beschreiben lässt.

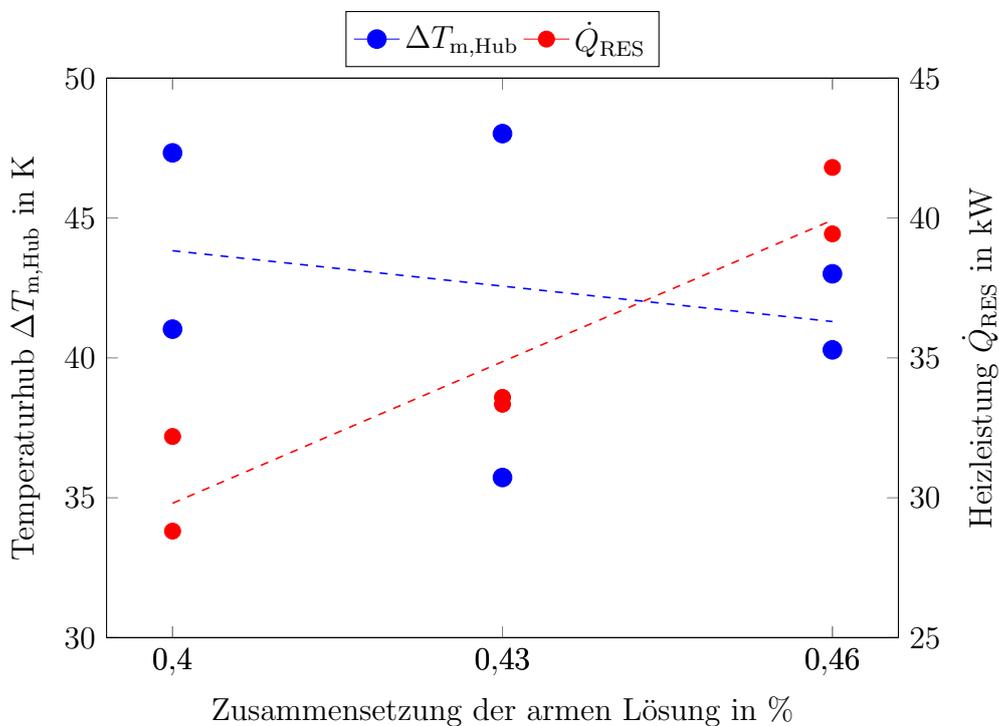


Abbildung 4.8: Zusammenhang zwischen Zusammensetzung der armen Lösung und Heizleistung  $\dot{Q}_{RES}$  bzw. zwischen Zusammensetzung der armen Lösung und Temperaturhub  $\Delta T_{Hub}$

Auf der rechten  $y$ -Achse ist die übertragene Heizleistung dargestellt, die in rot gekennzeichnet ist, analog zum Dampfmassenanteil in Abb. 4.7. Wie zuvor beschrieben, geht ein steigender Dampfmassenanteil, zwar mit sinkender Lösungstemperatur einher. Aber es steigt die gesamte Enthalpie des Fluides. Dadurch kann mehr Wärme an das Sekundärfluid abgegeben werden. Die Heizleistung steigt linear an, wie in Abb. 4.8 durch die Ausgleichsgerade verdeutlicht.

## 4.4 Bestimmung des integralen Wärmeübergangskoeffizienten

Neben der Bestimmung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten werden in der Literatur typischerweise integrale Wärmeübergangskoeffizienten für den gesamten Apparat gemessen [15], [16], [100], [101]. Diese Methode ist mit verhältnismäßig geringem Aufwand verbunden, da neben den Massenströmen der wärmeauf- und abgebenden Fluide nur die Temperaturen jeweils am Ein- und Austritt des Apparates bestimmt werden müssen. Im Vergleich zu den obengenannten Arbeiten liegt der Unterschied der hier beschriebenen Untersuchungen in der Bestimmung der Eintrittstemperatur des wärmeabgebenden Arbeitsfluides. Da innerhalb des Resorbers ein Fallfilm erzeugt wird, der den parallel strömenden Dampf absorbiert (siehe dazu Abb. 3.11), werden statt einer einheitlichen Eintrittstemperatur die beiden Temperaturen ( $T_{\text{LIQ}}$  und  $T_{\text{VAP}}$ ), Drücke ( $p_{\text{LIQ}}$  und  $p_{\text{VAP}}$ ) sowie die Zusammensetzungen ( $\xi_{\text{LIQ}}$  und  $\xi_{\text{VAP}}$ ) der Teilströme gemessen. Abb. 4.9 verdeutlicht, welche Stoffströme für die Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz herangezogen werden.

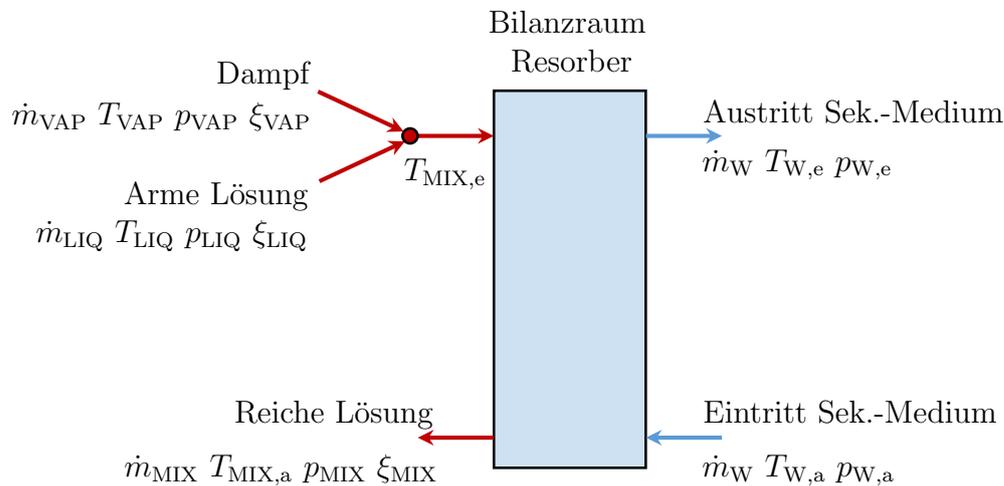


Abbildung 4.9: Fließbild des Resorbers zur Berechnung der mittleren log. Temperaturdifferenz

Bei gleichmäßiger Verteilung am Kanaleintritt und mit der Annahme eines Phasengleichgewichtszustandes zwischen Dampf und Flüssigkeit, kann mit Hilfe der Energiebilanz aus der resultierenden Enthalpie, vgl. Gl. 4.28 die Lösungstemperatur bestimmt werden. Die dafür benötigte Zusammensetzung des Kältemittels wird mit Hilfe von Gl. 3.1 berechnet.

$$h_{\text{MIX}}(T_{\text{MIX}}, p_{\text{MIX}}, \xi_{\text{MIX}}) = \frac{\dot{m}_{\text{LIQ}} h_{\text{LIQ}} + \dot{m}_{\text{VAP}} h_{\text{VAP}}}{\dot{m}_{\text{MIX}}} \quad (4.28)$$

Mit Hilfe einer kalorischen Zustandsgleichung [102] wird aus der resultierenden Enthalpie  $h_{\text{MIX,e}}$  die Lösungstemperatur  $T_{\text{MIX,e}}$  bestimmt. Im Weiteren wird diese Lösungstemperatur als "ideale" Lösungstemperatur bezeichnet. Sie wird an dieser Stelle verwendet, um

die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zu berechnen, wie Gl. 4.29 zeigt.

$$\Delta T_{\log, \text{RES}} = \frac{(T_{\text{MIX}_a} - T_{\text{W}_e}) - (T_{\text{MIX}_e} - T_{\text{W}_a})}{\ln \frac{T_{\text{MIX}_a} - T_{\text{W}_e}}{T_{\text{MIX}_e} - T_{\text{W}_a}}} \quad (4.29)$$

Daneben wird auf der Seite des Sekundärmediums nach Gl. 4.30 unter Verwendung des Druckverlustbeiwertes  $\xi$  nach DARCY [103] mit einer Korrelation von LÉVÊQUE [104] die Nußelt-Zahl der einphasigen Strömung abgeschätzt:

$$\text{Nu}_W = \frac{\alpha_W \cdot L_{\text{char}}}{\nu_W} = 0,4038 \cdot \left( \xi \cdot \text{Re}^2 \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_h}{L} \right)^{1/3}, \quad (4.30)$$

wobei  $L_{\text{char}}$  der Überströmlänge entspricht:

$$L_{\text{char}} = \frac{d_h}{\Lambda} \cdot \sin(2 \cdot \varphi). \quad (4.31)$$

Aus der Nußelt-Zahl ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizient in einem Plattenkanal oder auch analog in einer Zelle, wie Gl. 2.6 zeigt. Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Sekundärseite wird benötigt, um aus dem gesamten Wärmedurchgang vom Kältemittel durch die Plattenwand an das Sekundärmedium den Wärmeübergangskoeffizienten des Kältemittels zu bestimmen. Zunächst wird der Wärmedurchgangswiderstand  $R_{k, \text{RES}}$  (Gl. 4.32) berechnet.

$$R_{k, \text{RES}} = \frac{\Delta T_{\log, \text{RES}}}{\dot{Q}_{\text{RES}}} \quad (4.32)$$

Anschließend ergibt sich aus dem in Gl. 4.33 beschriebenen Zusammenhang der Wärmeübergangskoeffizient auf der Kältemittelseite  $\alpha_{\text{KM}}$  aus den bekannten Größen.

$$\alpha_{\text{KM}} = \left( R_{k, \text{RES}} \cdot A - \frac{1}{\alpha_W} - \frac{s}{\lambda_p} \right)^{-1}. \quad (4.33)$$

### Ergebnisse

Die experimentell ermittelten integralen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{KM}, \text{int}}$  sind in Abb. 4.10 dargestellt. Es wurde die Mehrzahl der Messungen unter Einsatz von Platten mit einem Prägungswinkel von  $27^\circ$  durchgeführt, da dieser Plattentyp mit Sensoren zur Bestimmung des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten ausgestattet wurde. Im Anschluss daran wurden weitere Messungen mit  $63^\circ$ -Platten durchgeführt. Aufgetragen ist  $\alpha_{\text{KM}, \text{int}}$  über dem Anteil  $\beta_m$  des Gasmassenstromes  $\dot{m}_{\text{VAP}}$  am Gesamtmassenstrom  $\dot{m}_{\text{MIX}}$ .

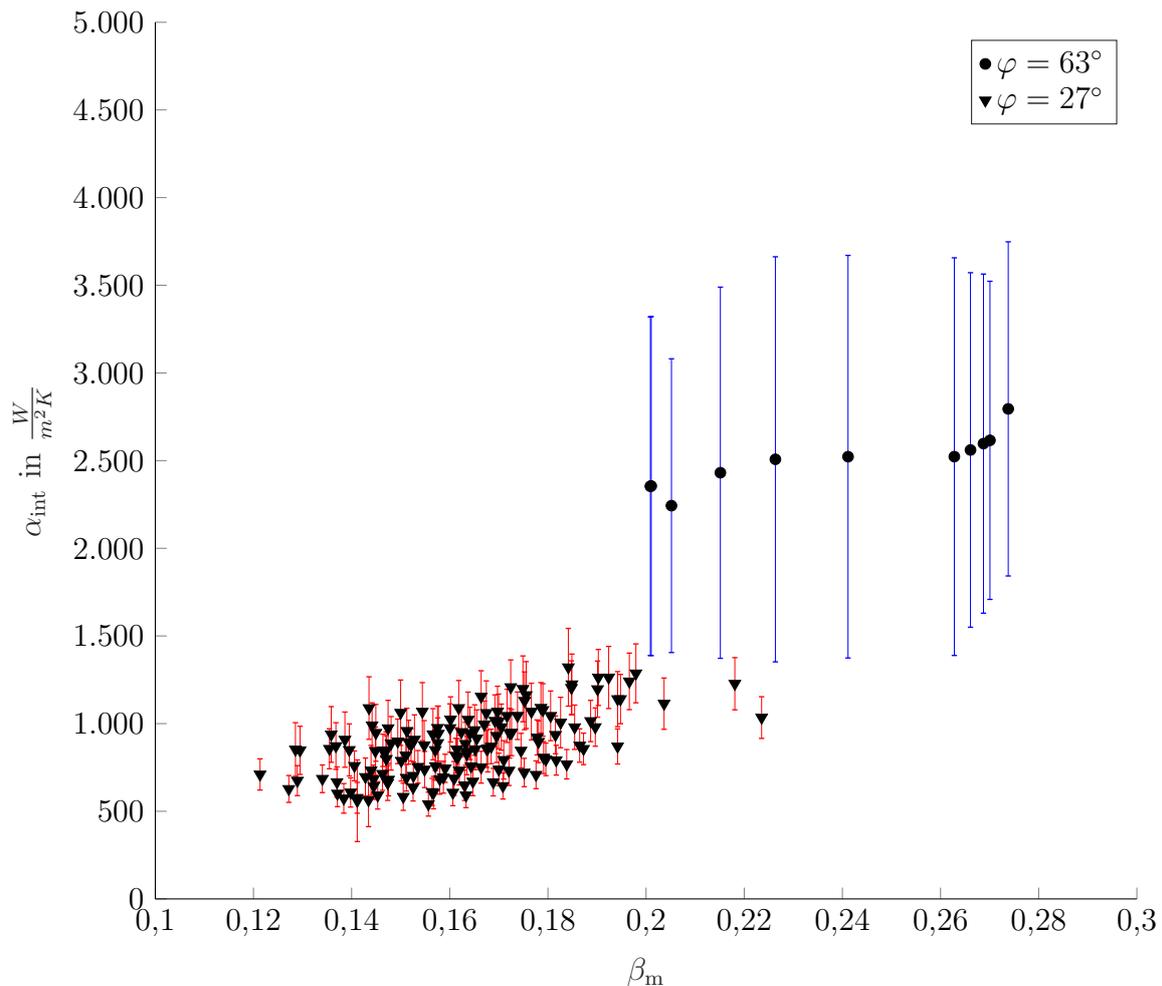


Abbildung 4.10: Integraler Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{int}}$  in Abh. des Massenstromverhältnisses  $\beta_m$

$$\beta_m = \frac{\dot{m}_{\text{VAP}}}{\dot{m}_{\text{MIX}}} \quad (4.34)$$

Zunächst ist festzustellen, dass die Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten bei Einsatz von Platten mit einem Prägungswinkel von  $63^\circ$  grundsätzlich höher liegen, als wenn Platten mit weicher Prägung verwendet werden. U.a. beschreibt bereits GRABENSTEIN [1]<sup>1</sup> diesen Zusammenhang, sodass dieses Ergebnis mit den Erwartungen übereinstimmt. Wie dort beschrieben, sorgt die höhere durch das Prägungsprofil hervorgerufene Turbulenz für eine verbesserte Konvektion. Weiterhin besteht eine leicht ausgeprägte Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von  $\beta_m$ , sowohl wenn harte als auch wenn weiche Platten eingesetzt werden.

<sup>1</sup>S. 13

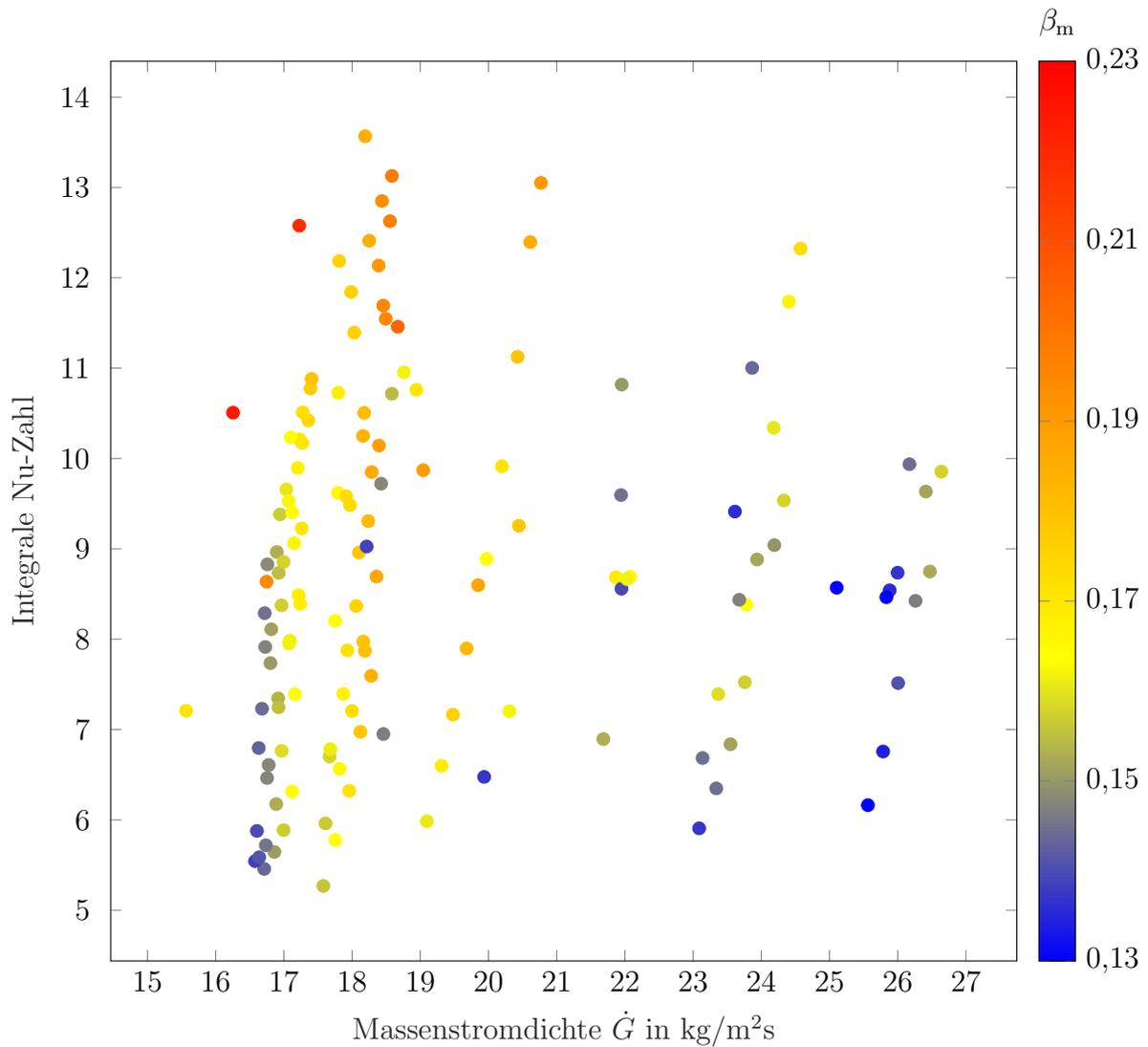


Abbildung 4.11: Integrale Nu-Zahl in Abh. der Massenstromdichte  $\dot{G}$  und des Massenstromverhältnisses  $\beta_m$

Auch hier könnte die höhere Durchmischung der Grund dafür sein, da eine ausgeprägtere Zweiphasenströmung vorliegt und auf dem Strömungsweg weiter besteht, wenn der Anteil des Dampfes am Gesamtmassenstrom höher ist. Zu beachten ist, dass ist aus messtechnischen Gründen die Bedingung für alle Versuchsreihen, dass am Wärmeübertrager-Austritt das Gemisch vollständig kondensiert ist. Es ist zudem festzuhalten, dass in einem gut ausgelegten Plattenwärmeübertrager die Kondensation von reinem Wasser oder reinem Ammoniak deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten unter sonst vergleichbaren Bedingungen erzielt werden.

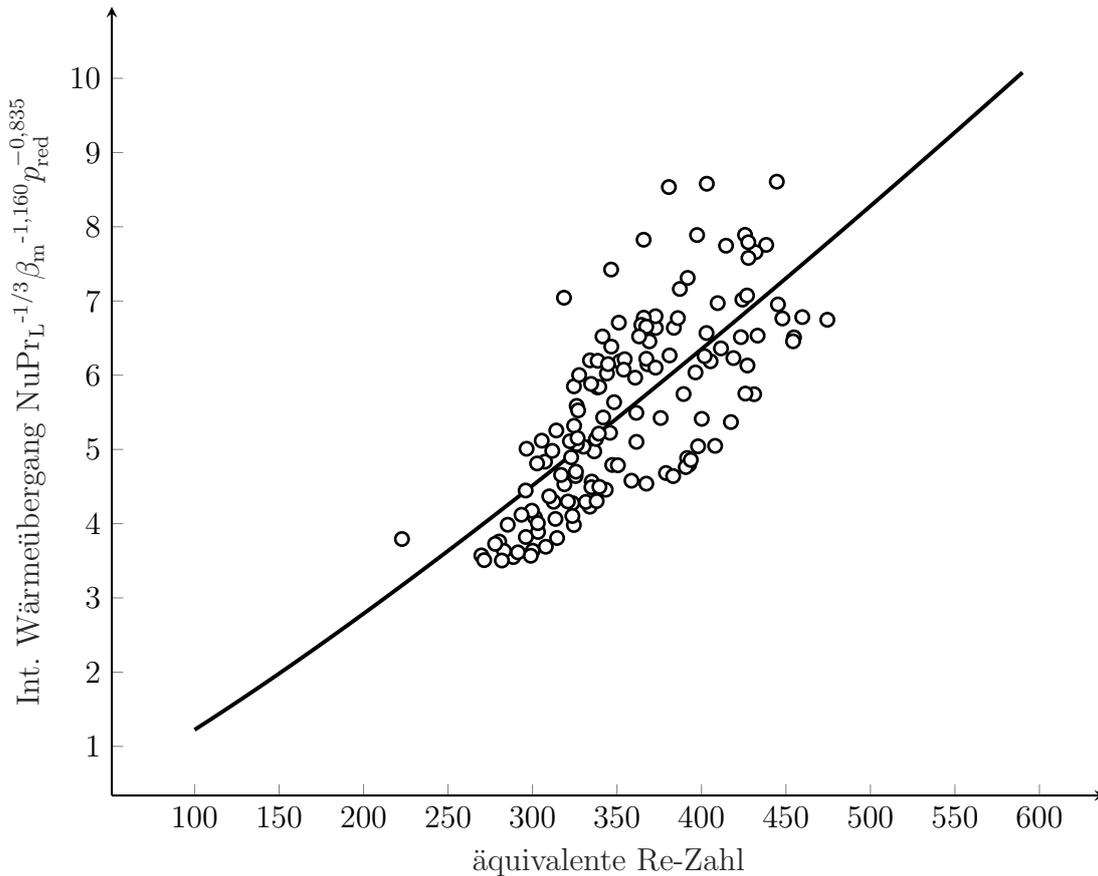


Abbildung 4.12: Integraler Wärmeübergang  $\text{NuPr}_L^{-1/3} \beta_m^{-1,160} p_{\text{red}}^{-0,835}$  in Abhängigkeit der äquivalenten Re-Zahl

$$\text{Nu} = 0,1669 \text{Re}_{\text{eq}}^{0,9675} \text{Pr}_{\text{LIQ}}^{1/3} \beta_m^{1,160} p_{\text{red}}^{0,835} \quad (4.35)$$

In Abb. 4.11 ist die Abhängigkeit der integralen Nu-Zahl von der Massenstromdichte dargestellt. Aus den verfügbaren Messwerten geht lediglich hervor, dass hohe Werte der Nu-Zahl auch bei geringeren Massenstromdichten erreichbar sind. Betrachtet man zusätzlich das Massenstromverhältnis  $\beta_m$ , wird ersichtlich, dass nur geringe Werte von  $\beta_m$  bei hohen Massenstromdichten untersucht wurden. Allerdings liegen bei geringen Massenstromdichten auch höhere Werte für  $\beta_m$  vor. Aus diesen wird die Abhängigkeit der integralen Nu-Zahl vom Massenstromverhältnis deutlich. Daher wird dieser Parameter in die Entwicklung einer Berechnungskorrelation für den integralen Wärmeübergang miteinbezogen. Die Abb. 4.12 zeigt den Zusammenhang zwischen dem integralen Wärmeübergang und der äquivalenten Re-Zahl. Letztere ist auf der x-Achse aufgetragen. Da sowohl die Pr-Zahl, als auch das Verhältnis  $\beta_m$  und der reduzierte Druck einen systematischen Einfluss auf den Wärmeübergang haben, ist dieser in Form des Produktes nach Gl. 4.35 angegeben. Vielfach wird in derlei Korrelationen auch die Boiling-Zahl (Bo) oder Jakob-Zahl (Ja) verwendet. Da beim integralen Wärmeübergang in fast allen Fällen eine Mischung aus Kondensationsprozess und einphasiger Strömung vorliegt, ist deren Verwendung hier nicht sinnvoll.

## 4.5 Integraler Gesamt- und Reibungsdruckverlust

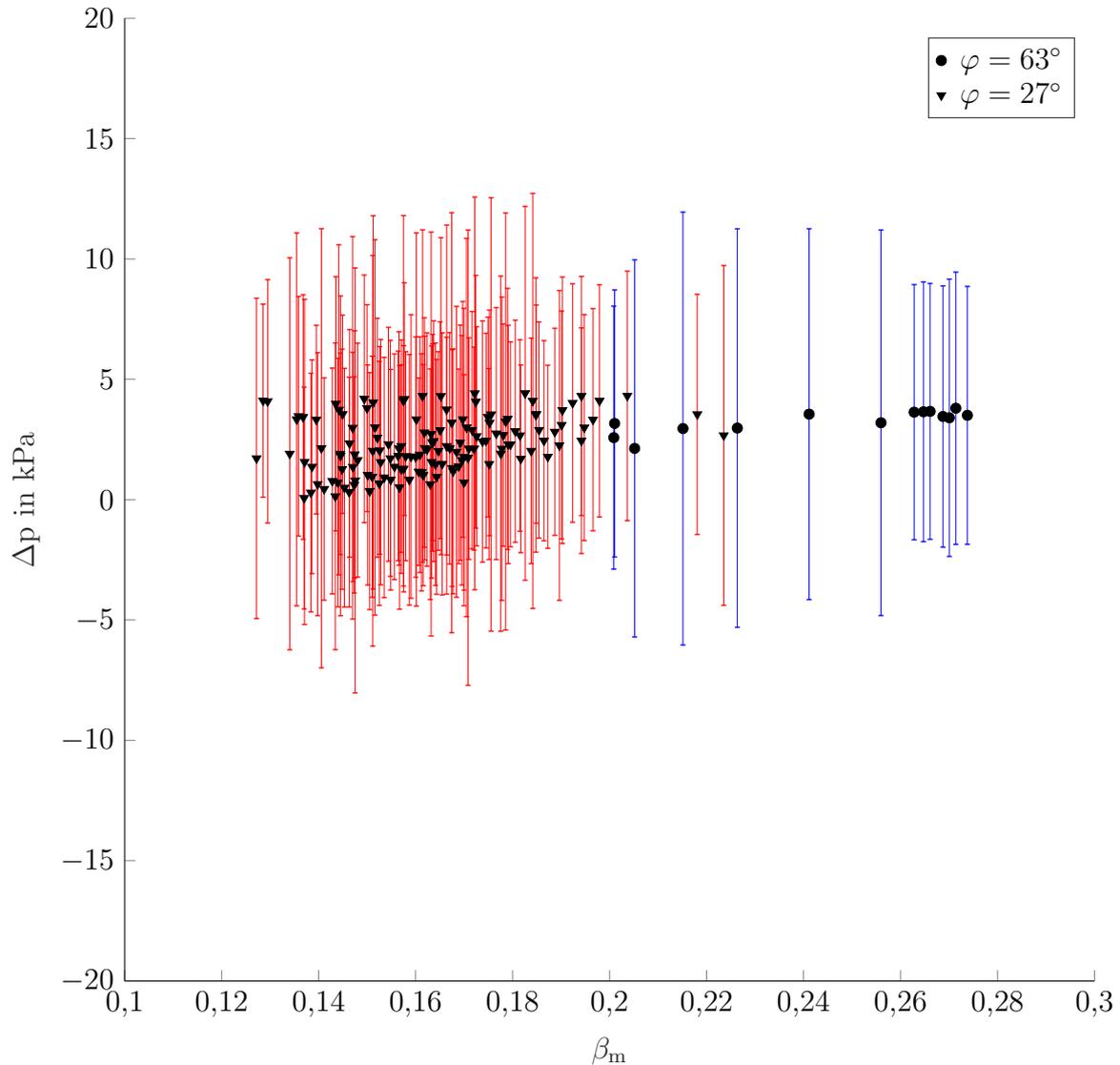


Abbildung 4.13: Integraler Druckverlust in Abh. des Massenstromverhältnisses  $\beta_m$

Abb. 4.13 zeigt den integralen Druckverlust über den gesamten Apparat. Wie dieser gemessen wird, ist in Kap. 4.2.3 erläutert. Zu erkennen ist eine geringe Abhängigkeit des Druckverlustes vom Massenstromverhältnis  $\beta_m$ , wobei insbesondere bei geringen Werten von  $\beta_m$  die Messwerte sehr stark variieren. In dem hier untersuchten Bereich ist der Druckverlust nahezu unabhängig von dem Massenstrom-Verhältnis  $\beta_m$ .

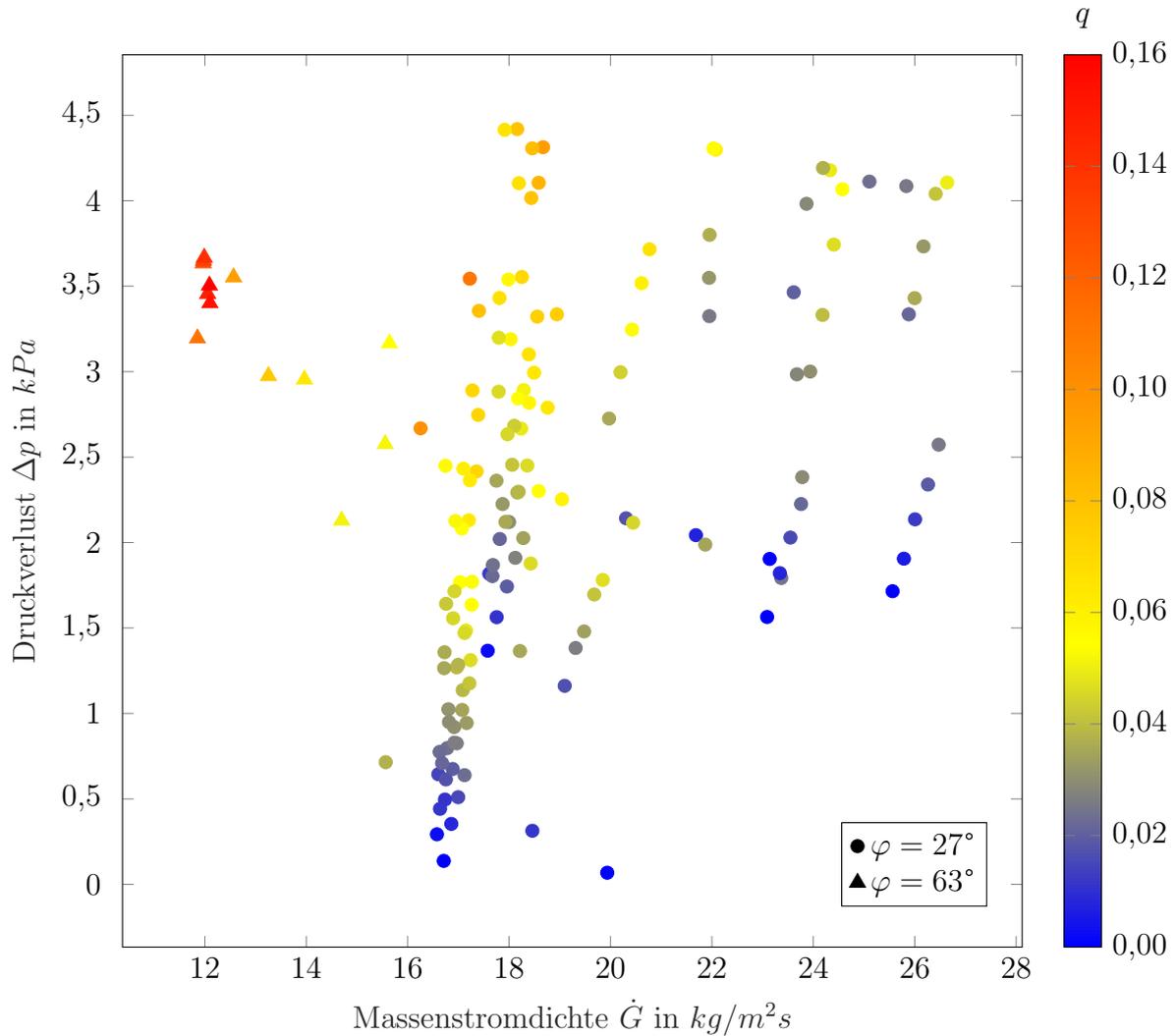


Abbildung 4.14: Integraler Druckverlust  $\Delta p$  in Abh. der Massenstromdichte  $\dot{G}$  und des Dampfmassenanteils  $q$

Daher wird in Abb. 4.14 der Druckverlust über der Massenstromdichte  $\dot{G}$  aufgetragen und gleichzeitig durch farbliche Markierung der Dampfmassenanteil am Eintritt in den Plattenwärmeübertrager gekennzeichnet. Es wird deutlich, dass bei konstanter Massenstromdichte ein höherer Dampfmassenanteil erwartungsgemäß zu einem höheren Druckverlust führt. Gleichzeitig liegen höhere Druckverluste bei höherer Massenstromdichte vor, wenn der Dampfmassenanteil konstant ist. Durch den relativ hohen Dampfmassenanteil liegen, trotz geringer Massenstromdichte, vergleichsweise hohe Druckverlustwerte vor. Dies gilt insbesondere für die Messreihe, bei der Platten mit harter Prägung verwendet wurden.

Mit Hilfe des in 2.2.5 erläuterten Berechnungsmodells werden die einzelnen Anteile am Gesamtdruckverlust berechnet und die Summe dem gemessenen integralen Druckverlust gegenübergestellt. Mit diesem Verfahren wird nun der zweiphasige Reibungsdruckver-

lust  $\Delta p_{\text{fric},i}$  zellenweise bestimmt und summiert, sodass sich der integrale zweiphasige Reibungsdruckverlust  $\Delta p_{\text{fric}}$  ergibt.

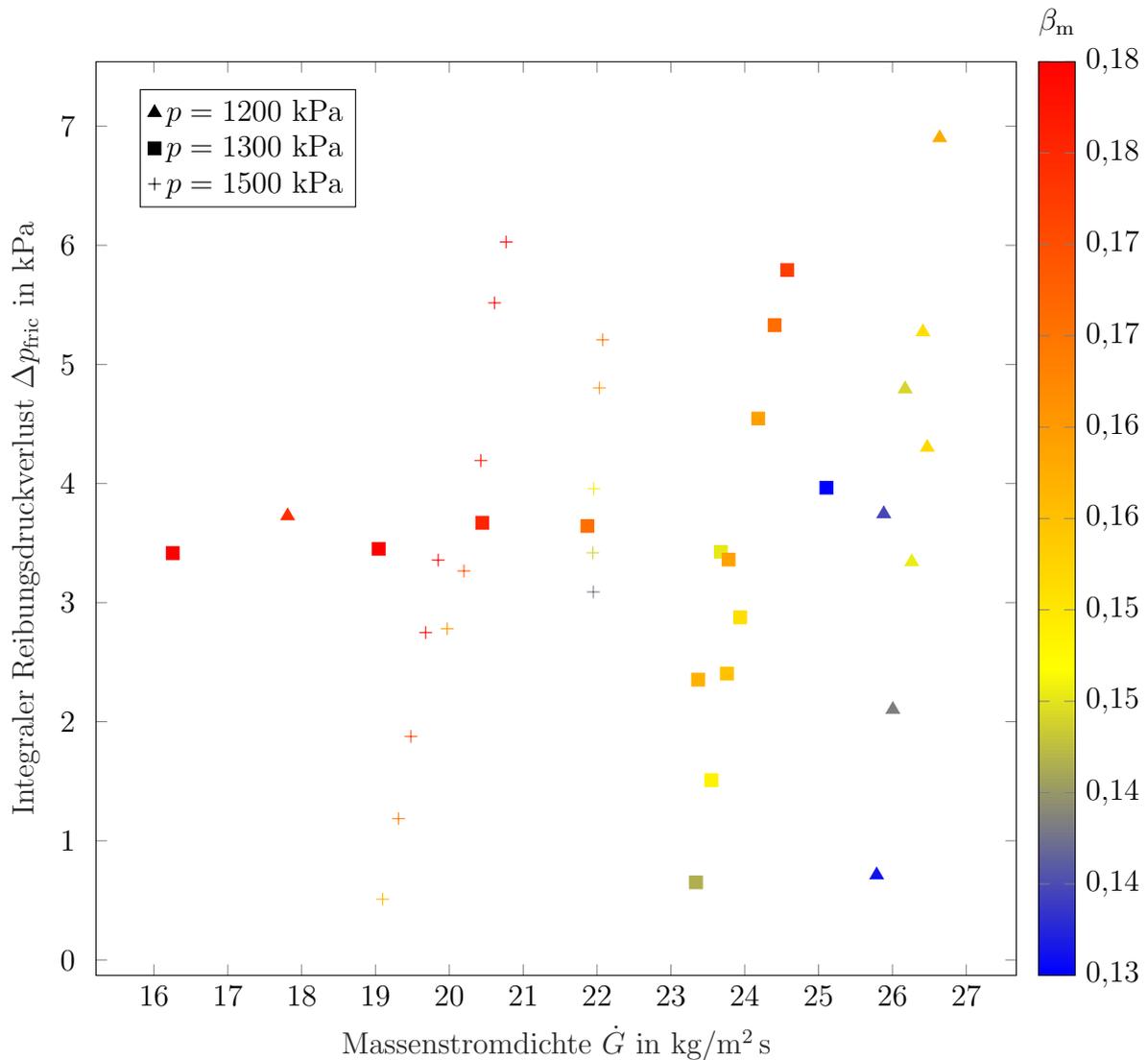


Abbildung 4.15: Reibungsdruckverlust  $\Delta p_{\text{fric}}$  in Abh. der Massenstromdichte  $\dot{G}$  und des Massenstromverhältnisses  $\beta_m$  bei einem Massenanteil an  $\text{NH}_3$  der armen Lösung von  $\xi_{\text{LIQ}} = 46 \%$

Um die Abhängigkeit von den einzelnen Parametern zu analysieren, wird der integrale Reibungsdruckverlust in Abhängigkeit der Massenstromdichte  $\dot{G}$  und des Massenstromverhältnisses  $\beta_m$  bei drei unterschiedlichen Druckniveaus (1200 kPa, 1300 kPa, 1500 kPa) in Abb. 4.15 dargestellt. Außerdem wird in Abb. 4.16 eine zweite Zusammensetzung der armen Lösung  $\xi_{\text{LIQ}}$  betrachtet. Bei konstantem Druck steigt der Druckverlust bei allen drei Druckniveaus mit steigender Massenstromdichte leicht an. Eine deutlich größere Abhängigkeit besteht allerdings zwischen dem Reibungsdruckverlust und dem

Massenstromverhältnis.

Diese Abhängigkeit vom Massenstromverhältnis wird durch Abb. 4.16 noch verdeutlicht. Hier liegen Messwerte bei nahezu konstanter Massenstromdichte vor, wobei der Reibungsdruckverlust hauptsächlich mit  $\beta_m$  zunimmt.

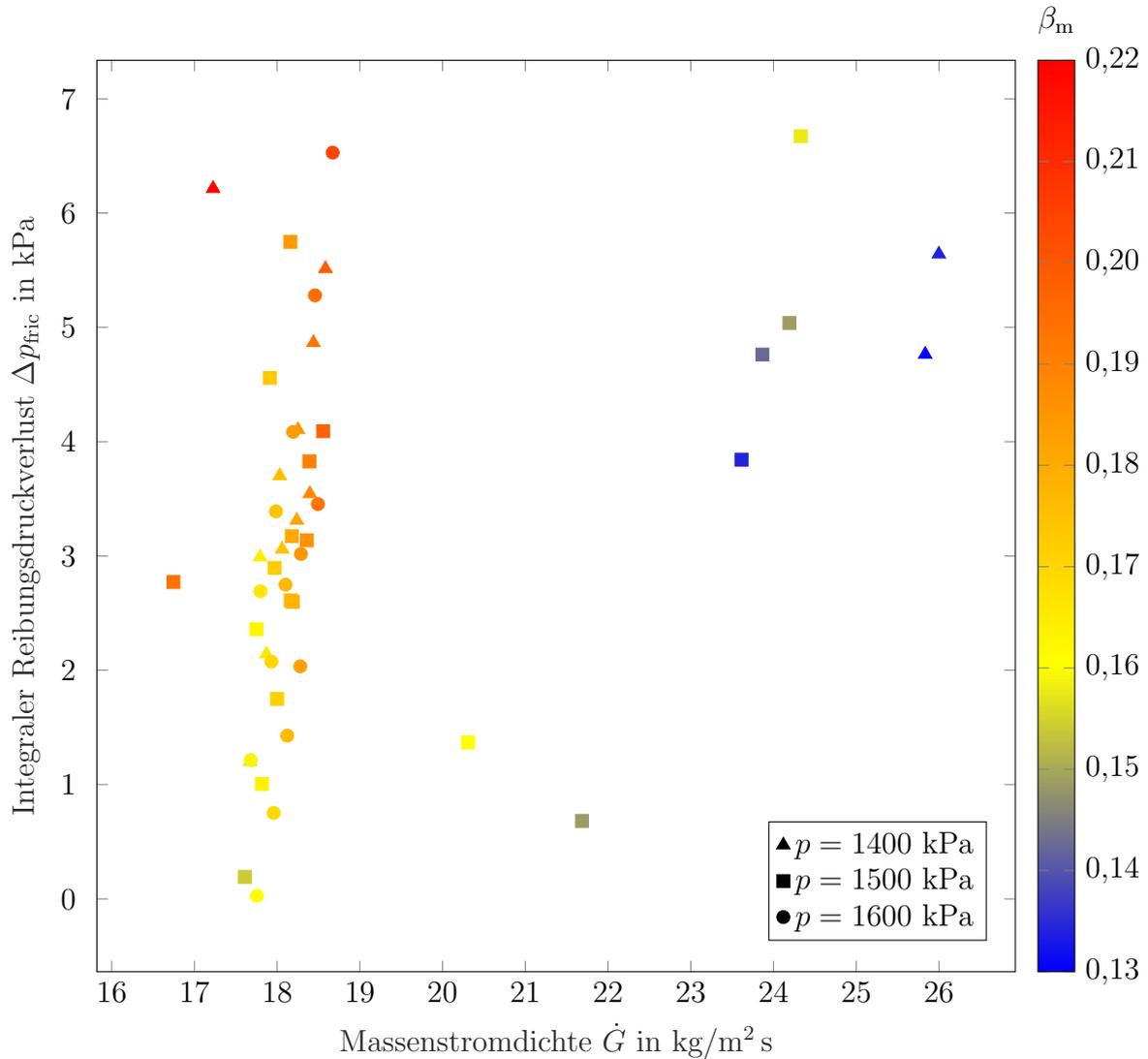


Abbildung 4.16: Reibungsdruckverlust  $\Delta p_{\text{fric}}$  in Abh. der Massenstromdichte  $\dot{G}$  und des Massenstromverhältnisses  $\beta_m$  bei einem Massenanteil an  $\text{NH}_3$  der armen Lösung von  $\xi_{\text{LIQ}} = 43\%$

### Validierung

Zur Validierung der Messergebnisse werden Energiebilanzen für das Primär- und das Sekundärmedium ausgewertet und einander gegenübergestellt. Unter Vernachlässigung kinetischer und potenzieller Differenzen sowie Dissipation durch Reibung sind evtl. auftretende Wärmeverluste und ungenaue Temperaturmessungen und Volumenstrommes-

sungen mögliche Ursachen für die Ungleichheiten, die sich nahezu allesamt innerhalb eines Toleranzbandes von  $\pm 15\%$  befinden. Die auf der Sekundärseite des Resorbers gemessenen Wärmeströme  $\dot{Q}_W$  weichen mit steigender Leistung tendenziell nach oben hin von den Wärmeströmen auf der Primärseite  $\dot{Q}_{KM}$  ab. Insbesondere bei Messungen mit harten Platten ( $\varphi = 63^\circ$ ) ist der von dem Sekundärfluid Wasser aufgenommene Wärmestrom größer als der vom Kältemittel abgegebene Wärmestrom. Da hierbei lediglich die Platten ausgetauscht wurden, die relevanten Messstellen am Apparat aber unverändert blieben, fällt eine Erklärung für diese systematische Abweichung schwer. Höhere Prozesstemperaturen rufen größere Wärmeverluste an die Umgebung hervor, ebenso ist der verbesserte Wärmeübergang bei harter Prägung eine Ursache für erhöhte Verluste.

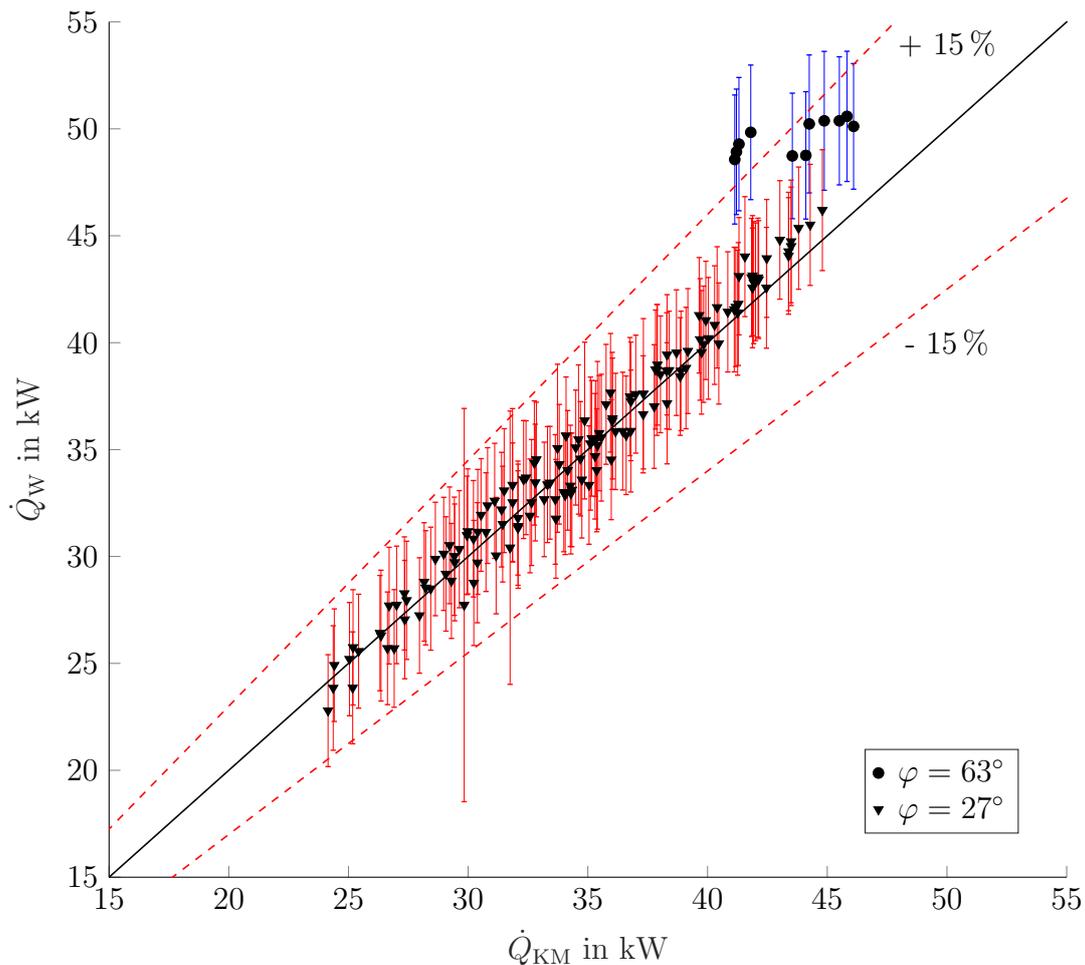


Abbildung 4.17: Energiebilanz Primärfluid/Sekundärfluid

## 4.6 Massenstromverteilung des Kältemitteldampfes

Weder die Lösungstemperatur am Eintritt in die Plattenkanäle, noch die Verteilung der armen Lösung bzw. des Dampfes über die Plattenkanäle können im Rahmen die-

ser Untersuchung direkt gemessen werden. Allerdings werden, wie in Abschnitt 4.1 beschrieben und in Abb. 4.2 mit einem Viereck markiert, Wandtemperaturen gemessen, aus denen Rückschlüsse auf die kältemittelseitige Temperatur gezogen werden können. Die hier genutzten Temperaturmessstellen befinden sich auf der Wärmeträgerseite jeder Kassette. Da in diesem Bereich kein Wasser strömt und somit senkrecht zur Strömungsrichtung nahezu kein Wärmetransport stattfindet, wird angenommen, dass es sich bei der gemessenen Temperatur auch um die Wandtemperatur der reichen Lösung handelt. Die arme Lösung wird gleichmäßig in die Plattenkanäle gespritzt und absorbiert währenddessen den Dampf. Je nach absorbiertes Dampfmenge ergeben sich unterschiedlich hohe Lösungstemperaturen. Selbst *wenn nicht* davon ausgegangen wird, dass sich an der Messstelle bereits thermodynamisches Gleichgewicht eingestellt hat, deutet eine ungleichmäßige Verteilung der gemessenen Temperaturen daraufhin, dass unterschiedlich viel Dampf in den jeweiligen Kanälen absorbiert wird.

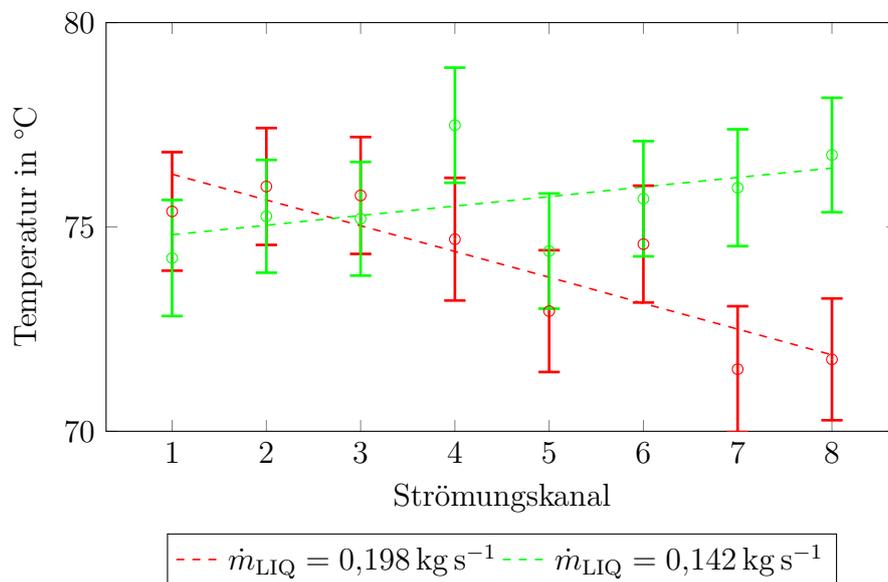


Abbildung 4.18: Temperaturen am Eintritt in die Strömungskanäle des Kältemittels

In Abb. 4.18 sind die am Eintritt in den Strömungskanal gemessenen Temperaturen zweier repräsentativer Betriebspunkte dargestellt. Sie unterscheiden sich u.a. in der Größe des Massenstromes armer Lösung  $\dot{m}_{\text{LIQ}}$ . Beim geringeren Wert (grüne Linie) steigt die Temperatur an den Eintritten in die Plattenkanäle tendenziell an, wohingegen sie bei einem höheren Wert (rote Linie) abnimmt. Dies deutet möglicherweise auf eine gegenseitige Beeinflussung der eingespritzten armen Lösung und des gleichzeitig in axialer Richtung zugeführten Dampf-Massenstromes hin (vgl. dazu Abb. 3.11). Ein höherer Massenstrom absorbiert aufgrund seiner größeren Oberfläche direkt mehr Gas im vorderen Abschnitt des Verteilers. Dadurch kommt es zu dem in Strömungsrichtung abnehmenden Temperaturverlauf. Weiterhin zeigt sich, dass die Richtung des Temperatur-Gradienten vom Verhältnis der beiden Massenströme  $\dot{m}_{\text{VAP}}$  und  $\dot{m}_{\text{LIQ}}$  abhängig ist. Ist dieses Verhältnis

klein, liegt eher ein negativer Gradient vor. Auch diese Tatsache lässt darauf schließen, dass unter gewissen Bedingungen mehr Dampf im vorderen Bereich absorbiert wird, als im hinteren. Die wesentliche Erkenntnis aus diesen Messungen ist, dass die Verteilung des Dampfmassenstromes auf die einzelnen Plattenkanäle von den Betriebsbedingungen abhängig und somit nicht immer gleichmäßig ist. Es bleibt außerdem festzuhalten, dass der Gradient bei 93 von 145 Messungen negativ und dementsprechend bei 52 Messungen positiv war. Das Temperaturprofil des jeweiligen Messpunktes wird genutzt, um eine Verteilung des Dampf-Massenstromes zu berechnen. Hierzu stehen außerdem die gemessenen bzw. zuvor bestimmten Größen Dampf-Gesamtmassenstrom  $\dot{m}_{\text{VAP,ges}}$  und Gesamtmassenstrom der armen Lösung  $\dot{m}_{\text{LIQ,ges}}$  sowie deren Temperaturen  $T_{\text{VAP}}$  bzw.  $T_{\text{LIQ}}$ , Drücke  $p_{\text{VAP}}$  bzw.  $p_{\text{LIQ}}$  und Massenzusammensetzungen  $\xi_{\text{VAP}}$  bzw.  $\xi_{\text{LIQ}}$  zur Verfügung.

In Abbildung 4.19 ist der Programmablauf dargestellt, nach dem die Berechnung der Verteilung des Dampfmassenstromes anhand des Temperaturprofils erfolgt. Jedem Spalt ist eine gemessene Temperatur  $T_{\text{KM}}$  zugeordnet. Daraus wird zunächst der Mittelwert  $T_{\text{KM,m}}$  gebildet. Für jeden Spalt ergibt sich damit die Abweichung  $\Delta T_{\text{KM}}$ . Mit Hilfe einer Energie- und Zusammensetzungsbilanz für den "idealen" Lösungsvorgang des Dampfmassenstromes  $\dot{m}_{\text{VAP}}$  im Lösungsmassenstrom  $\dot{m}_{\text{LIQ}}$  lässt sich die Mischungstemperatur  $T_{\text{MIX,m}}$  bestimmen. "Ideal" bezieht sich dabei auf das thermodynamische Gleichgewicht, welches sich einstellt, wenn die beiden Stoffströme adiabat und vollständig durchmischt zusammengeführt werden. Diese Betrachtung geht außerdem davon aus, dass dieser Vorgang zeitlich unabhängig ist. Daneben wird zunächst eine gleichmäßige Verteilung des Gasmassenstromes über alle Plattenkanäle  $n_{\text{C,KM}}$  vorgegeben, wobei die Verteilung des Lösungsmassenstromes immer als gleichmäßig betrachtet wird. Aus diesen beiden Massenströmen lässt sich für jeden Spalt eine ideale Lösungstemperatur  $T_{\text{MIX}}$  bestimmen, die im Falle einer ungleichmäßigen Verteilung von  $T_{\text{MIX,m}}$  abweicht und somit  $\Delta T_{\text{MIX}}$  ergibt.

Im ersten Schritt ( $y = 0$ ) werden die Differenzen ( $\text{Diff}\Delta T$ ) zwischen  $\Delta T_{\text{KM}}$  und  $\Delta T_{\text{MIX}}$  für jeden Spalt gebildet und die Spalte lokalisiert, in denen diese Differenz maximal bzw. minimal ( $n_{\text{C,MAX}}$  bzw.  $n_{\text{C,MIN}}$ ) ist. Zwischen diesen beiden Spalten wird nun als Beginn des zweiten Berechnungsschrittes ( $y = 1$ ) ein Teil des Dampfmassenstromes transferiert, indem  $\dot{m}_{\text{VAP}}(n_{\text{C,MAX}})$  mit  $(1 + \Omega)$  multipliziert wird und die Differenz zum vorherigen Wert von  $\dot{m}_{\text{VAP}}(n_{\text{C,MIN}})$  subtrahiert wird. Anschließend werden die idealen Lösungstemperaturen und die mit ihnen berechneten Differenzen neu berechnet. Das Ziel ist, dass zwischen  $\Delta T_{\text{KM}}$  und  $\Delta T_{\text{MIX}}$  keine Differenz besteht, also  $\text{Diff}\Delta T$  zu Null wird, was aufgrund der Messgenauigkeiten in vielen Fällen rechnerisch nicht möglich ist.  $\Omega$  ist eine Art Relaxationsparameter. Wird in einem Berechnungsschritt zu viel Massenstrom transferiert, wird  $\Omega$  halbiert und der Berechnungsschritt erneut ausgeführt.

Das Programm endet, wenn die Änderung ( $d\text{Diff}$ ) von einem zum darauffolgenden Berechnungsschritt oder  $\text{Diff}\Delta T$  einen vorgegebenen Toleranzwert erreicht bzw. unterschreitet. Im gesamten Ablauf wird die Einhaltung der Gesamtmassenbilanz und Energiebilanz kontinuierlich überprüft.

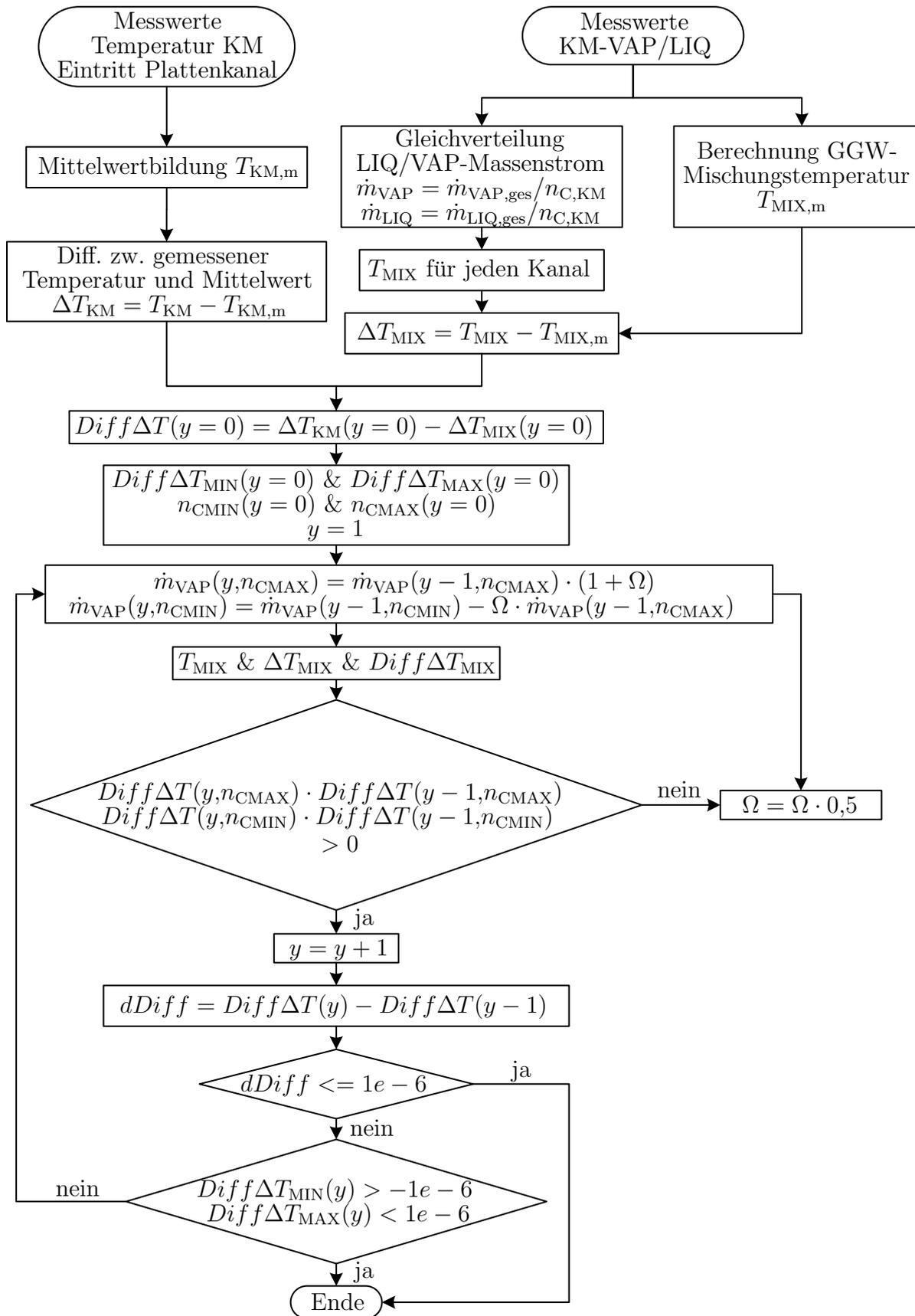


Abbildung 4.19: Programmablaufplan - Massenstromverteilung

## 4.7 Massenstromverteilung des Sekundärfluides

Da im Verteiler bzw. Sammler des Plattenwärmeübertragers ein abnehmender bzw. zunehmender Verlauf des Wassermassenstromes vorliegt, nimmt die Strömungsgeschwindigkeit dort ab bzw. zu. Hierdurch steigt bzw. fällt entsprechend der statische Druck und auch der Reibungsdruckverlust. So kommt es nach BASSIOUNY [105] zu einer ungleichmäßigen Verteilung des Massenstromes auf die einzelnen Plattenkanäle. Ein entsprechendes Druckverlustmodell zur Bestimmung der Massenstromverteilung wurde von BÖTTGER[106] erstellt und integriert. In Abbildung 4.20 ist schematisch dargestellt, wie sich der Massenstrom des Sekundärfluides in einem Plattenwärmeübertrager in Z-Anordnung auf die einzelnen Plattenkanäle aufteilt.

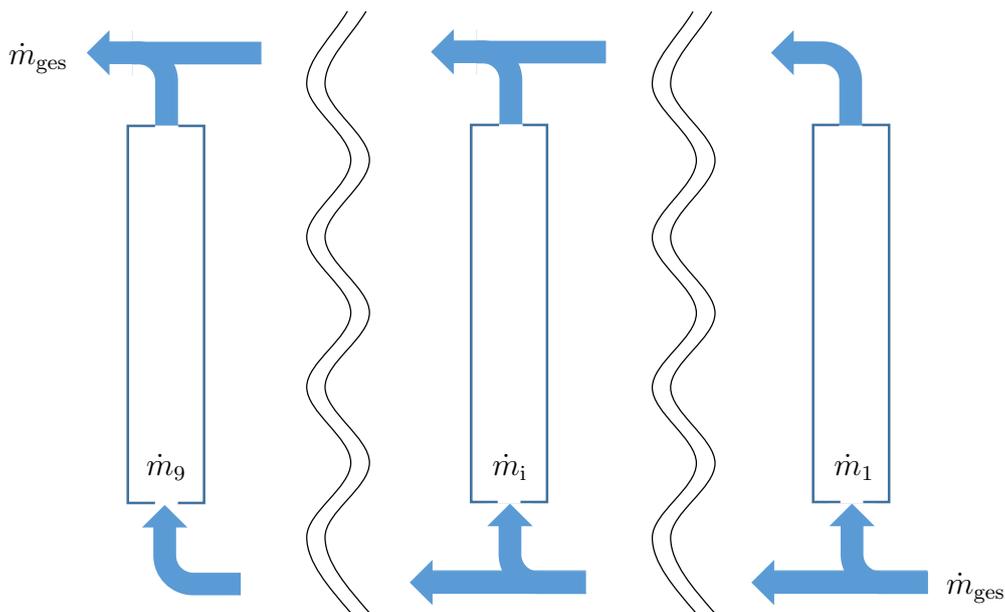


Abbildung 4.20: Schematische Darstellung der Massenstromverteilung in einem Plattenwärmeübertrager in Z-Anordnung

Bei einer angenommenen Gleichverteilung des Massenstromes wäre dieser Druckverlust nicht auf jedem Stromfaden identisch. Jedoch muss physikalisch jedes Teilchen den selben Druckverlust vom Eintritt bis zum Austritt wie die anderen erfahren, unabhängig vom Weg. Dies wird erreicht, indem der Druckverlust für jeden Weg berechnet und anschließend der Massenstrom dem Ergebnis angepasst wird. Dieses Vorgehen wird solange iterativ durchgeführt, bis die Lösung dem Konvergenzkriterium genügt. Dabei werden zwei Mechanismen berücksichtigt. Zum einen ist dies der Reibungsdruckverlust im Plattenkanal, der nach [76] mit Gleichung 2.40 berechnet wird. Zum anderen wird nach [107] die Änderung des statischen Druckes aufgrund der verringerten Strömungsgeschwindigkeit errechnet. Da in der vorliegenden Untersuchung alle Versuche mit dem technisch maximal möglichen Gesamtmassenstrom von 1,012 kg/s durchgeführt werden, wird die Verteilung nur für diesen Betriebsfall berechnet. Dabei ergibt sich, dass die Massenströme in den einzelnen Kanälen um maximal 1 % voneinander abweichen.

## 4.8 Lokaler Wärmeübergangskoeffizient

Zur eindeutigen Bestimmung des thermodynamischen Zustandes eines binären Stoffgemisches werden drei intensive Zustandsgrößen benötigt. In dieser Arbeit werden dazu die Zusammensetzung  $\xi$ , die Temperatur  $T$  sowie der Druck  $p$  genutzt. In den vorangegangenen Abschnitten wurde deren experimentelle Bestimmung vorgestellt. Im folgenden wird darauf aufbauend das Berechnungsmodell für den lokalen Wärmeübergang während des kombinierten Wärme- und Stofftransportes erläutert.

Um den Wärmeübergang lokal aufgelöst bestimmen zu können, wird ein Plattenspalt, der vom Sekundärmedium durchflossen wird, von oben nach unten in einzelne Abschnitte unterteilt, die als separate Zellen betrachtet werden (s. Abb. 4.21). Die sechs Zellen setzen sich zusammen aus vier Zellen, in die das Wellenfeld eingeteilt wird, sowie das obere und untere Verteiler- bzw. Samlerdreieck. Allgemein ergibt sich bei einer Anzahl von  $j$  Zellen eine Anzahl von  $i = j + 1$  Zellenrändern, in diesem Fall also sieben.

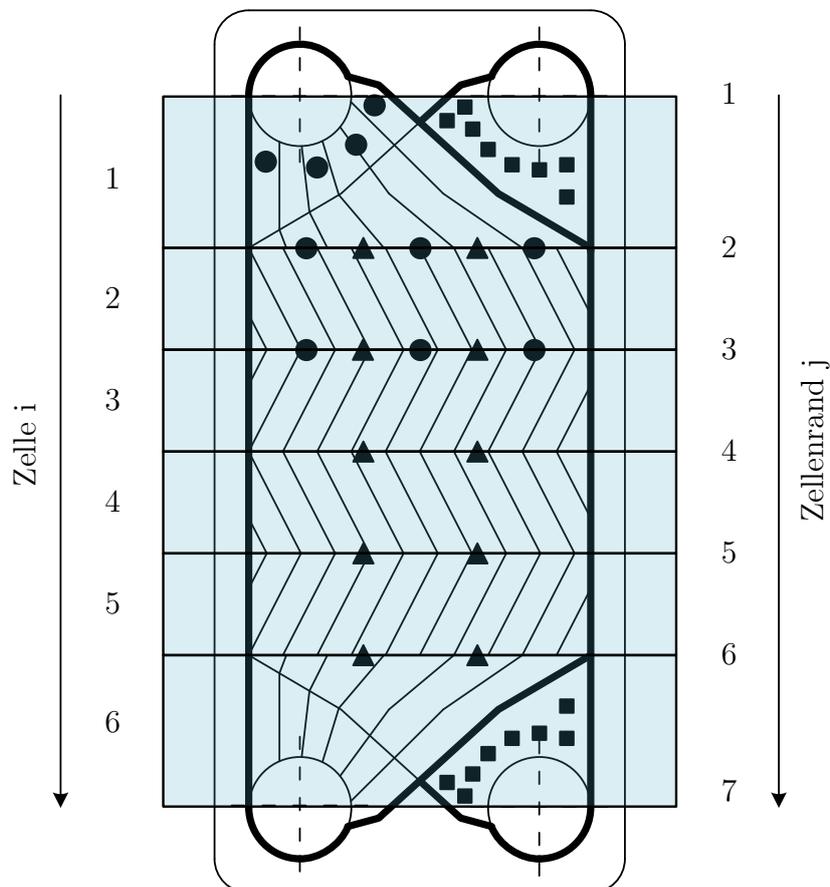


Abbildung 4.21: Zellen-Einteilung der Messplatte

Der in Strömungsrichtung diskretisierte Plattenspalt lässt sich somit zellenweise bilanzieren, wie im Ausschnitt in Abb. 4.22 zu sehen ist. Auf der Seite des Sekundärmediums Wasser wird die gemessene Fluidtemperatur dazu genutzt, den im Segment aufgenom-

menen Wärmestrom mit Hilfe von Gl. 4.36 zu bestimmen.

$$\dot{Q}_{W,j} = \dot{m}_{W,j} \cdot \bar{c}_{p,j} \cdot \Delta T_{W,F,j} \quad (4.36)$$

Im Segment  $j$  nimmt das Sekundärfluid im Plattenspalt  $n$  den Wärmestrom  $\dot{Q}_{W,n,j}$  auf. Dieser setzt sich aus den Anteilen von beiden Seiten  $\dot{Q}_{n,l,j}$  und  $\dot{Q}_{n,r,j}$  zusammen. Um den vom Kältemittel in dem danebenliegenden Segment insgesamt abgegebenen Wärmestrom zu berechnen, muss auch der Wärmestrom  $\dot{Q}_{n+1,r,j}$  bekannt sein. Da lediglich auf der einen Messplatte Sensoren über das Wellenfeld verteilt aufgebracht sind, wird der Verlauf der jeweils pro Zelle übertragenen Wärmeströme anteilig auf die anderen Plattenspalte übertragen. In diesen werden nur die Ein- und Austrittstemperaturen gemessen, sodass zunächst eine spaltweise Bilanzierung der aufgenommenen Wärme möglich ist. Anschließend wird mit der anteiligen Gewichtung aus dem Kanal der Messplatte auch der Wärmestrom jeder einzelnen Zelle bestimmt. Dieses Vorgehen setzt Symmetrie der Verteilung der Wärmeströme voraus, die aufgrund der mittigen Position der Messplatte im Apparat angenommen werden darf.

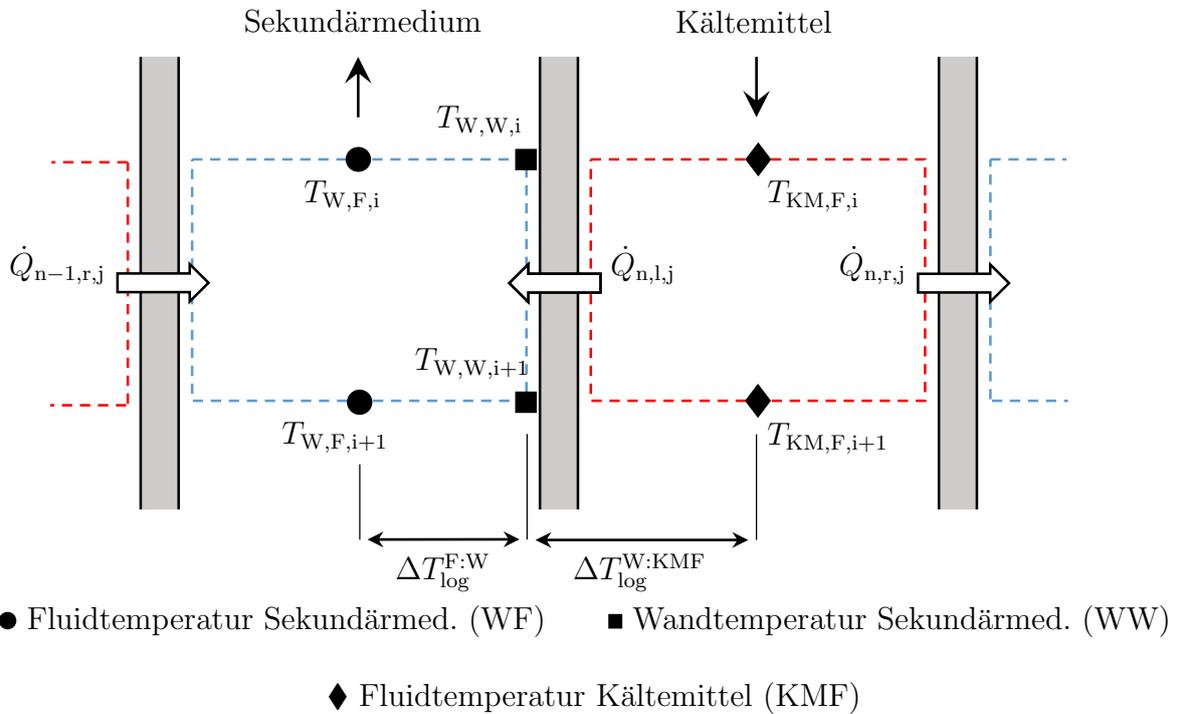


Abbildung 4.22: Bilanzraum Zelle im Plattenspalt

Innerhalb jeder Zelle wird unter Verwendung des Druckverlustbeiwertes  $\xi$  nach DARCY, wie von MARTIN [103] beschrieben, mit einer Korrelation von LÉVÊQUE [104] die Nußelt-Zahl für das einphasig strömende Sekundärfluid abgeschätzt:

$$\text{Nu}_{W,j} = 0,4038 \cdot \left( \xi_j \cdot \text{Re}_j^2 \cdot \text{Pr}_j \cdot \frac{d_h}{L} \right)^{1/3}, \quad (4.37)$$

wobei  $L$  der Überströmlänge entspricht:

$$L = \frac{d_h}{\Lambda} \cdot \sin(2 \cdot \varphi). \quad (4.38)$$

Aus der Nußelt-Zahl ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizient in einer Zelle oder analog in einem Wasserspalt, wie Gl. 2.6 zeigt.

Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Sekundärseite wird benötigt, um den gesamten Wärmedurchgang vom Kältemittel durch die Plattenwand an das Sekundärmedium zu beschreiben.

Bei einer bekannten Massenstromverteilung  $\dot{m}_{W,n}$  lassen sich die in jedem Kanal durch das Sekundärmedium aufgenommenen Wärmeströme  $\dot{Q}_{W,n}$  einzeln berechnen:

$$\dot{Q}_{W,n} = \dot{m}_{W,n} \cdot \Delta h_{W,n} = \dot{m}_{W,n} \cdot c_{p,n} \cdot \Delta T_{W,F,n} \quad (4.39)$$

Wie bereits in Abschnitt 4.2.1 erläutert sind die Kanäle, in denen das Kältemittel strömt, nicht zugänglich. Somit können die Kältemitteltemperaturen nicht direkt gemessen werden. Eine indirekte Messung der Fluidtemperatur setzt voraus, dass an der betreffenden Stelle keine Wärme senkrecht zur Strömungsrichtung übertragen wird und folglich die Wandtemperaturen auf beiden Seiten gleich sind. Wie in Abb. 4.2 verdeutlicht, sind in den unbeströmten und isolierten Zwischenräumen auf den Platten Thermoelemente installiert, mit denen diese Temperaturen gemessen werden. Es wird die Annahme getroffen, dass die gemessene Wandtemperatur der Fluidtemperatur des Kältemittels entspricht ( $T_W = T_{KM,F}$ ).

Mit Hilfe der Kältemitteltemperaturen  $T_{KM,F}$  und des Druckes  $p$  am Ein- und Austritt der jeweiligen Zelle oder des Spaltes sowie der Zusammensetzung der reichen Lösung  $\xi_{MIX}$  der einzelnen Spalte, lassen sich aus einer kalorischen Zustandsgleichung die Enthalpien des Kältemittels an den jeweiligen Stellen bestimmen:

$$h = h(T_{KM,F}, p, \xi_{MIX}). \quad (4.40)$$

Die über die Kältemittelspalte abgegebenen Wärmeströme ergeben sich dann zu:

$$\dot{Q}_{KM} = \dot{m}_{MIX} \cdot \Delta h_{KM}. \text{ Dabei ist } \Delta h_{KM} = h_{KM,ein} - h_{KM,aus} \quad (4.41)$$

Damit die Enthalpie auch zellenweise bestimmt werden kann, werden die vom Kältemittel abgegebenen Wärmeströme  $\dot{Q}_{KM,j}$  verwendet und entweder "bottom-up" oder "top-down" nacheinander nach Gl. 4.42 berechnet. Sowohl der Zustand des Kältemittels am Eintritt, als auch am Austritt sind bereits bekannt.

$$h_{KM,i+1} = \frac{\dot{Q}_{KM,j}}{\dot{m}_{MIX,n}} + h_{KM,i} \quad (4.42)$$

Dabei gilt, dass die Summe der vom Kältemittel über alle Plattenkanäle  $n - 1$  abgegebenen Wärmeströme der Summe der vom Sekundärmedium über alle Plattenkanäle  $n$  aufgenommenen Wärmeströme und dem vom gesamten Apparat abgegebenen Wärme-

strom entspricht:

$$\sum_{n=1}^9 \dot{Q}_{W,n} \stackrel{!}{=} \sum_{n=1}^8 \dot{Q}_{KM,n} \stackrel{!}{=} \dot{Q}_{Res}. \quad (4.43)$$

Ebenfalls unter Verwendung der kalorischen Zustandsgleichung wird aus der nun bekannten Enthalpie, dem bekannten Druck  $p$  und einer bekannten Zusammensetzung  $\xi_{MIX}$  die zuvor unbekannte Fluidtemperatur  $T_{KM,F,i+1}$  des Kältemittels bestimmt:

$$T_{KM,F,i+1} = T(h_{KM,i+1}, p_{i+1}, \xi_{MIX}) \quad (4.44)$$

Dabei wird der Druck in jeder Zelle nach dem in Abschnitt 2.2.5 beschriebenen Druckverlustmodell neu berechnet. Damit ist es nun möglich, die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen dem Sekundärmedium und dem Kältemittel zu berechnen. Die verwendeten Indizes sind analog zu Abb. 4.22 gewählt.

$$\Delta T_{\log,j} = \frac{(T_{KM,F,i+1} - T_{W,F,i+1}) - (T_{KM,F,i} - T_{W,F,i})}{\ln \frac{T_{KM,F,i+1} - T_{W,F,i+1}}{T_{KM,F,i} - T_{W,F,i}}} \quad (4.45)$$

Daraus lässt sich der Wärmedurchgangswiderstand  $R_{k,j}$  bestimmen:

$$R_{k,j} = \frac{\Delta T_{\log,j}}{\dot{Q}_{KM,j}}. \quad (4.46)$$

Allgemein beschreibt  $R_k$ , analog zu dem in Gleichung 2.10 beschriebenen Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$ , den Vorgang des Wärmedurchgangs:

$$R_k = \frac{1}{k A_p}. \quad (4.47)$$

Somit lässt sich  $R_{k,j}$  ebenfalls als Summe der Einzelwiderstände schreiben:

$$R_{k,j} = \frac{1}{A_p} \left( \frac{1}{\alpha_{W,j}} + \frac{s}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{KM,j}} \right). \quad (4.48)$$

Durch Umformung erhält man den gesuchten Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{KM,j}$  auf der Kältemittelseite:

$$\alpha_{KM,j} = \left( R_{k,j} \cdot A_p - \frac{1}{\alpha_{W,j}} - \frac{s}{\lambda} \right)^{-1}. \quad (4.49)$$

### 4.8.1 Lokale Temperaturmessung

Wie Abb. 4.3 zeigt, werden die Temperaturen des strömenden Sekundärmediums und die Wandtemperatur nahezu an der gleichen Stelle mit Thermoelementen gemessen. Zur Messung der Strömungstemperatur werden die Sensoren so gebogen, dass sie mit der Spitze in den Strömungskanal hinein zeigen. Um die Wandtemperatur zu messen, wer-

den die Sensoren mit der Spitze auf dem Boden der Prägung aufgelötet. Dabei sind die Position der Sensorspitzen, die an mehreren Stellen auf der Messplatte angebracht werden, allerdings nicht identisch, sodass diese Unsicherheit bei der weiteren Auswertung berücksichtigt werden muss. Weiterhin wird durch das Einbringen der Sensoren die Strömung unterschiedlich stark beeinflusst. Dies ist insbesondere dort der Fall, wo die Thermoelemente in das Wellental der Prägung gelötet wurden. Die Lötstellen sind in ihrer Dicke und Form unterschiedlich, sodass auch hier ein variabler Einfluss auf die einzelne Temperaturmessung vorliegt. Mit den Thermoelementen werden die Temperaturen des strömenden Wassers  $T_{W,Fluid}$  sowie die Wandtemperaturen  $T_{W,Wand}$  gemessen. Mit der Differenz aus diesen beiden ergibt sich der Wärmestrom  $\dot{Q}_W$ , der pro Zelle übertragen wird bzw. die mittlere Wärmestromdichte  $\dot{q}_W$ . Die Temperatur des strömenden Kältemittels  $T_{KM,F}$  wird sukzessive über die Energiebilanz nach Gl. 4.44 berechnet.

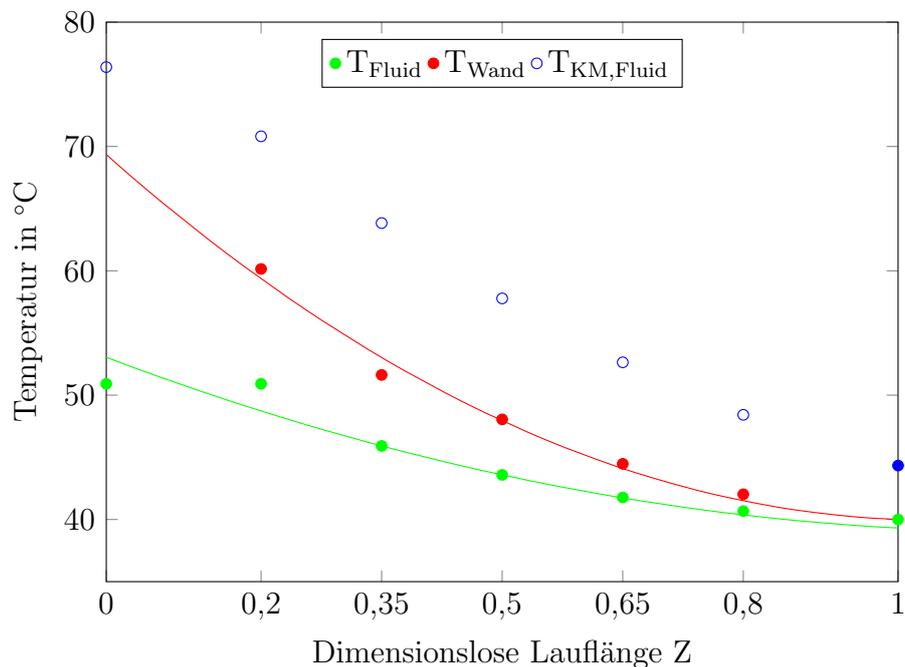


Abbildung 4.23: Gemessene und berechnete Temperaturen sowie die jeweilige Regression über der dimensionslosen Lauflänge  $Z$

Aufgrund der zuvor genannten Einflüsse treten bei der Temperaturmessung Effekte auf, die auf eine fehlerbehaftete Messung schließen lassen. Dies wird in Abb. 4.23 veranschaulicht. Die gefüllten Kreise kennzeichnen gemessene Temperaturen. Kreise ohne Füllung sind die berechneten Temperaturen des Arbeitsfluides, die sich von dessen Austritt ( $Z = 1$ ) aus den sukzessiv in jeder Zelle übertragenen Wärmeströmen ergeben. Das Sekundärmedium strömt von rechts nach links und nimmt durchgängig Wärme auf, da es kälter ist als die Wärme abgebende Plattenwand. Daher ist mit einem durchgängigen Anstieg der Temperatur  $T_{W,Fluid}$  zu rechnen, der aber zumindest von Zellenrand zwei zu Zellenrand eins nicht auftritt ( $Z = 0,2$ ). Bis auf den beschriebenen Zellenrand

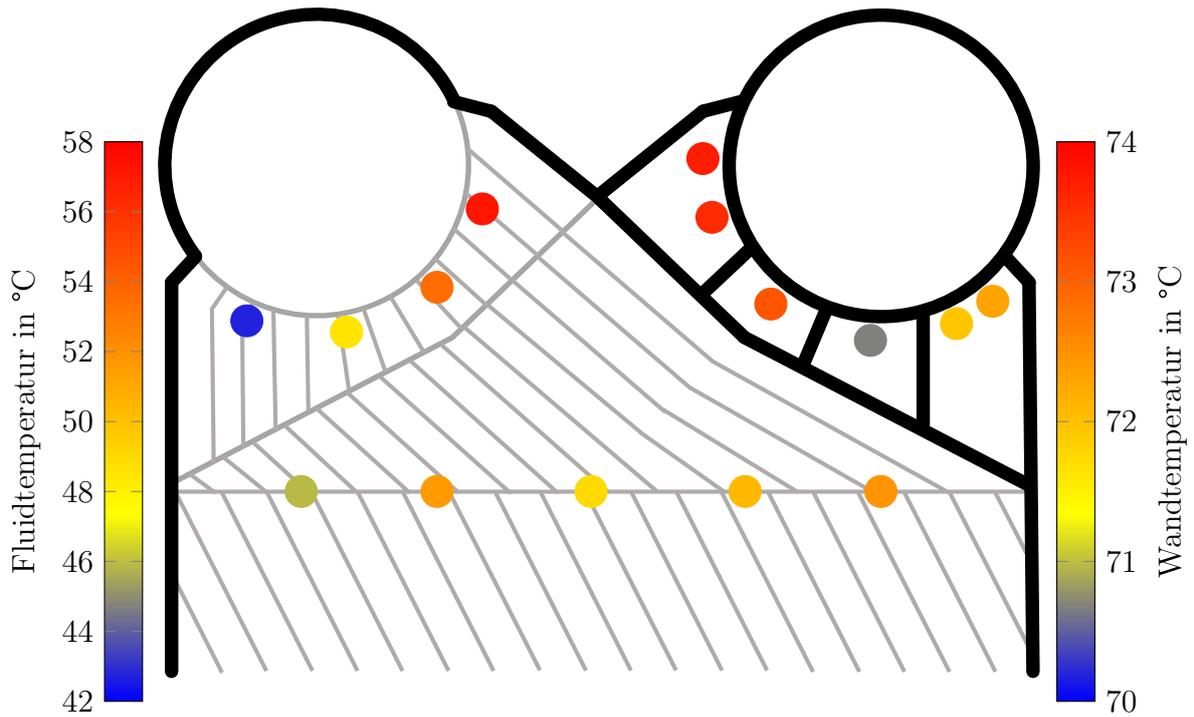


Abbildung 4.24: Messstellen Kältemittel-Wand-Temperatur und Wasser-Fluid-Temperatur (oben)

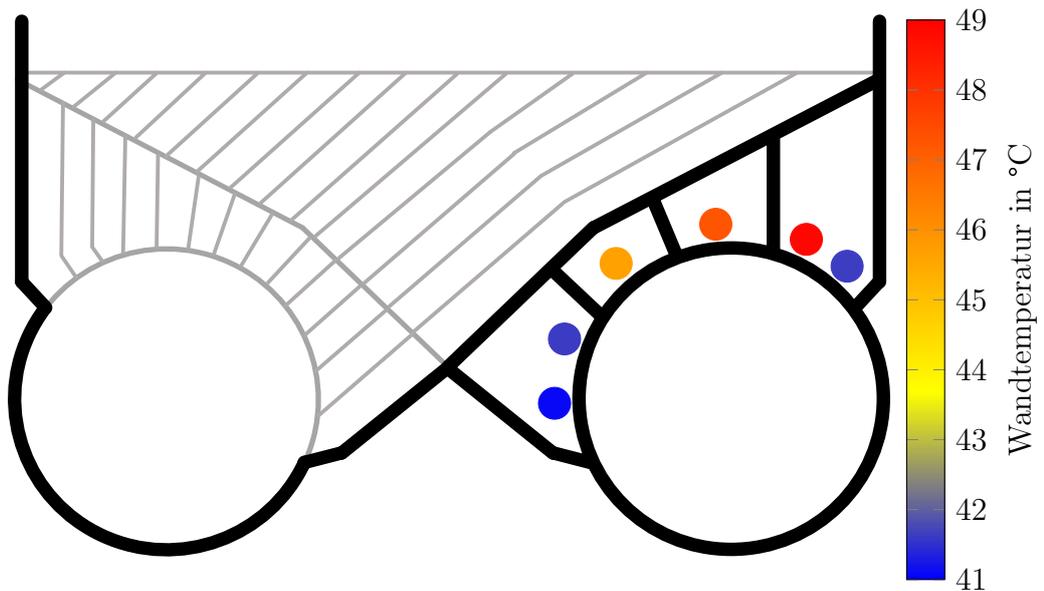


Abbildung 4.25: Messstellen Kältemittel-Wand-Temperatur (unten)

verlaufen die Temperaturen durchgängig ansteigend bzw. abfallend. Zum Ausgleich ggf. auftretender Messfehler werden Regressionen der gemessenen Werte vorgenommen, deren Auswirkungen ebenfalls in Abb. 4.23 dargestellt sind.

Die Berechnung der einzelnen Temperaturen erfolgt als arithmetisches Mittel aus meh-

renen Sensoren. Um dies zu verdeutlichen sind in Abb. 4.24 und Abb. 4.25 die Messwerte der Sensoren abgebildet. Abb. 4.24 zeigt die Sensoren im oberen Abschnitt der Messplatte. Die dicke schwarze Linie deutet die Plattendichtung an, die den vom Sekundärfluid beströmten Abschnitt gegen die Umgebung abgrenzt. Das erwärmte Sekundärfluid strömt von unten nach oben, durch die linke obere Öffnung in den Sammler und von dort aus dem PWÜ heraus.

Auf der rechten Seite in den Dichtungszwischenräumen werden die Wandtemperaturen am Einlass für das Kältemittel gemessen. Diese unterscheiden sich dabei über den Umfang um maximal 3,5 K. In dem Abschnitt, in welchen der Großteil der armen Lösung eingespritzt wird, sind die Temperaturen erwartungsgemäß am höchsten. Dort am Einlass, wo wenig Lösung eingespritzt wird, liegt eine Fehlverteilung des Fluides vor. Auf der Innenseite der Dichtung unterscheiden sich die von den lateral verteilten Sensoren gemessenen Sekundärfluid-Temperaturen um bis zu 15 K. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass bei längeren Strömungswegen tendenziell auch mehr Wärme aufgenommen wird. Der Einlass für das Sekundärfluid ist in Abb. 4.25 zu erkennen. Es wird deutlich, dass die direkte Verbindung zwischen Ein- und Auslass den kürzesten Weg darstellt. Daher entspricht es den Erwartungen, dass die Temperatur am Auslass rechts außen am höchsten ist. Umgekehrt bedeutet ein längerer Strömungsweg für das Kältemittel eine höhere Wärmeabgabe, die sich in einer niedrigeren Temperatur am linken Rand des Auslasses äußert. Dass die Temperatur am rechten Rand des Auslasses wiederum deutlich niedriger ist, als die unmittelbar daneben, deutet möglicherweise auf einen relativ geringen Teilstrom hin, der entsprechend stark abgekühlt wird. Eine zusätzliche Unsicherheit hinsichtlich der Datenauswertung ist, dass für die energetische Bilanzierung jeweils der Mittelwert aus den beschriebenen Werten an der gleichen Stelle gebildet wird. Dieser ist nicht vollständig repräsentativ für die Strömung innerhalb des Plattenspaltes, die ein inhomogenes Temperaturfeld aufweist. Betrachtet man Abb. 4.24 und ordnet jedem Sensor am Auslass einen Teilstrom des Sekundärfluides zu, dessen Temperatur er misst, würde eine gezielte Gewichtung der einzelnen Messwerte die Abweichung bei der Berechnung der Energiebilanzen verringern. Jedoch gelingt es bislang nicht, mit diesem Ansatz eine physikalisch plausible Lösung zu ermitteln. Dennoch deutet der Verlauf der Temperatur des Sekundärfluides bis zu der Stelle  $Z = 0$  (s. Abb. 4.23) darauf hin, dass der arithmetische Mittelwert aus den vier gemessenen Temperaturen die beiden linken Sensoren am Auslass zu stark gewichtet.

### 4.8.2 Ergebnisse - Lokaler Wärmeübergang

Mit der oben beschriebenen Methodik wird der lokale Wärmeübergang in jeder Zelle des Plattenspaltes berechnet und im Folgenden dargestellt. Der in Abschnitt 4.8 mit Gl. 4.49 bestimmte Wärmeübergangskoeffizient wird dazu mit Gl. 4.50 in die Nu-Zahl umgerechnet. Eine visuelle Analyse der Strömung ist aufgrund der geschlossenen Bauform des PWÜ nicht möglich. Es ist aber davon auszugehen, dass sich Strömungsformen wie Sprühströmung und Filmströmung nicht ausbilden. Diese werden eher direkt nach dem Einsetzen des Kondensationsvorganges bzw. in dessen weiteren Verlauf erwartet. Da mit der zur Verfügung stehenden Versuchsanlage ausschließlich Zustände mit ge-

ringen Dampfgehalten (<20 %) untersucht wurden, konzentriert sich die Analyse der Strömungsform auf die Blasenströmung. Möglicherweise bildet sich im Übergangsbereich zwischen Film- und Blasenströmung die Schwallströmung aus. Allerdings liegen nur wenige Messwerte vor, bei denen eine entsprechend hoher Dampfmassenanteil und eine hohe Massenstromdichte eingestellt werden konnten. Variiert wurden die Parameter Druck, Massenstromdichte, Temperatur der armen Lösung, Zusammensetzung der armen Lösung und der Dampfmassenanteil.

$$\text{Nu}_{\text{KM},j} = \frac{\alpha_{\text{KM},j} d_h}{\lambda_{\text{LIQ}}} \quad (4.50)$$

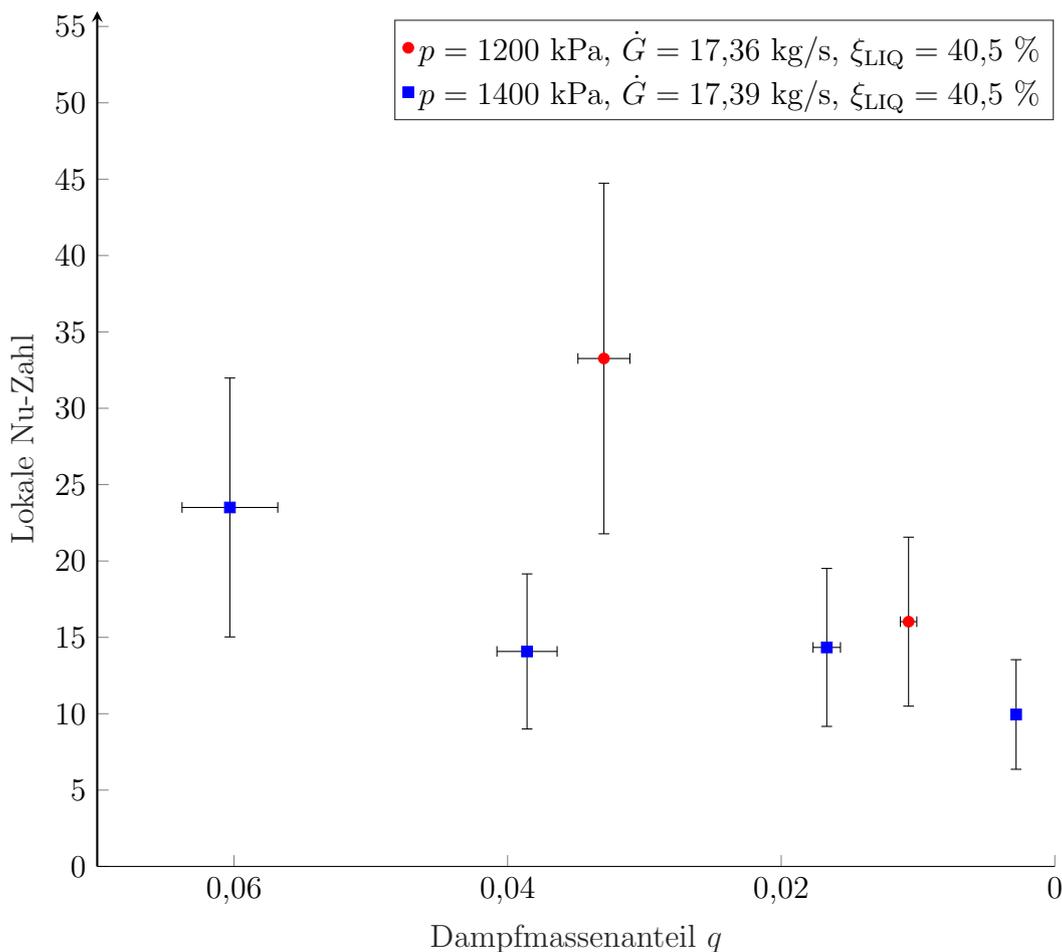


Abbildung 4.26: Einfluss des Druckes auf den Wärmeübergang

Wird die Variation der Massenstromdichte  $\dot{G}$  betrachtet, zeigt sich, dass bei gleichen Dampfmassenanteilen  $q$  der Wärmeübergang bei größerer Massenstromdichte wie zu erwarten höher ist. Die in Abb. 4.27 dargestellten Messpunkte zeigen, dass der Anteil  $\beta_m$  des Dampfes bei höherer Massenstromdichte zwar geringer ist, jedoch schon bei niedrigeren Dampfmassenanteilen höhere Werte der Nu-Zahl erreicht werden. Dies liegt darin

begründet, dass insgesamt mehr Dampf kondensiert und folglich ein größerer Wärmestrom übertragen wird.

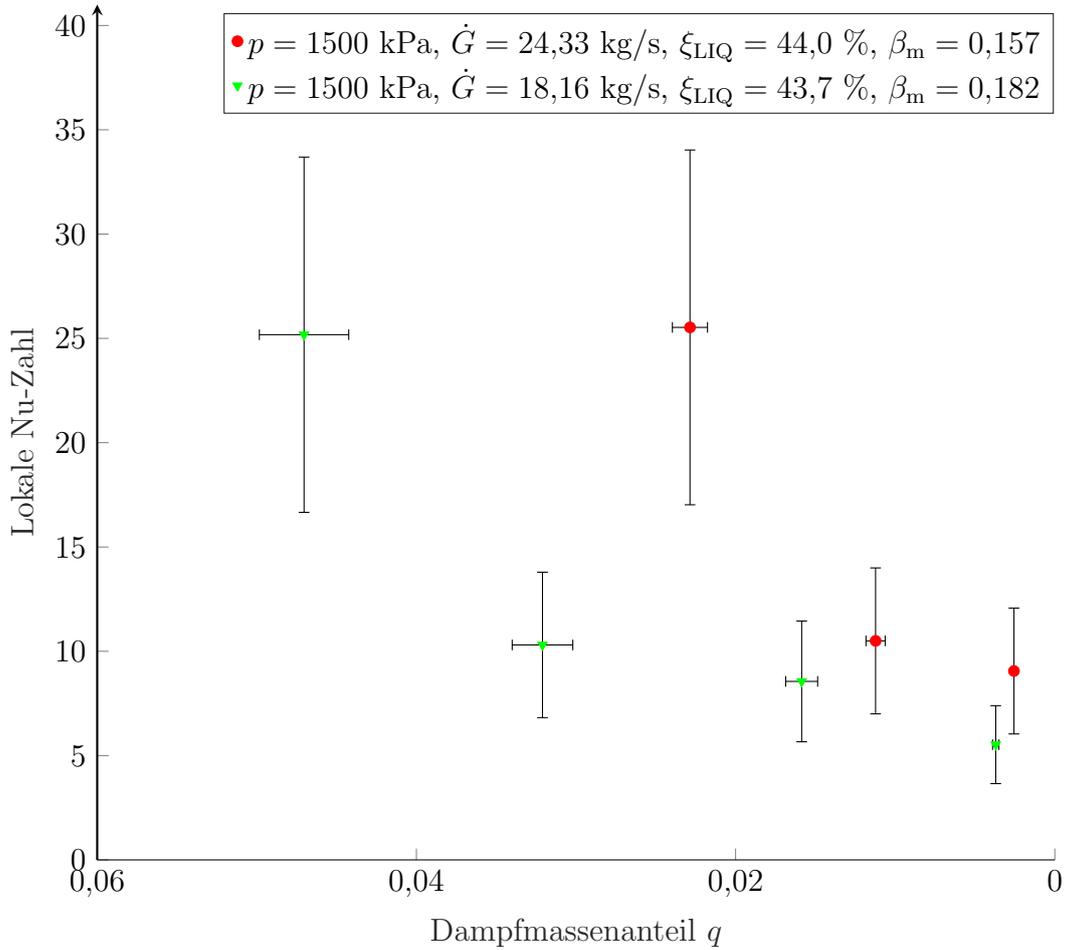


Abbildung 4.27: Einfluss der Massenstromdichte auf den Wärmeübergang

Werden unterschiedliche Zusammensetzungen der armen Lösung  $\xi_{\text{LIQ}}$  eingestellt, ergeben sich höhere Nu-Zahlen bei geringerem  $\text{NH}_3$ -Anteil (s. Abb. 4.28).

Nach der von NUSSELT [108] entwickelten Theorie der laminaren Filmkondensation an einer senkrechten Wand bei ruhendem Dampf wird der Wärmeübergang wie folgt unter Verwendung der Filmhöhe  $H$  berechnet:

$$\text{Nu}_{\text{Film}} = \frac{\alpha_{x,\text{Film}} d_h}{\lambda_{\text{LIQ}}} = \left[ \frac{\rho_{\text{LIQ}} (\rho_{\text{LIQ}} - \rho_{\text{VAP}}) g \Delta^{\text{V}} h}{4 \lambda_{\text{LIQ}} \eta_{\text{LIQ}} (T^{\text{sat}} - T_{\text{Wand}})} d_h^4 H \right]^{1/4}. \quad (4.51)$$

Der in dieser Arbeit betrachtete Plattenspalt ist allerdings nur in erster Näherung durch dieses Modell zu beschreiben, da eine Vielzahl von Randbedingungen des physikalisch basierten Modells zum laminaren Fallfilm nicht zutreffen. Die Wandoberfläche ist im Gegensatz zur Nußelt'schen Filmtheorie nicht eben, sondern winklig gewellt. Außerdem strömt der Dampf, wodurch mit Scherspannungen an der Phasengrenze zu rechnen

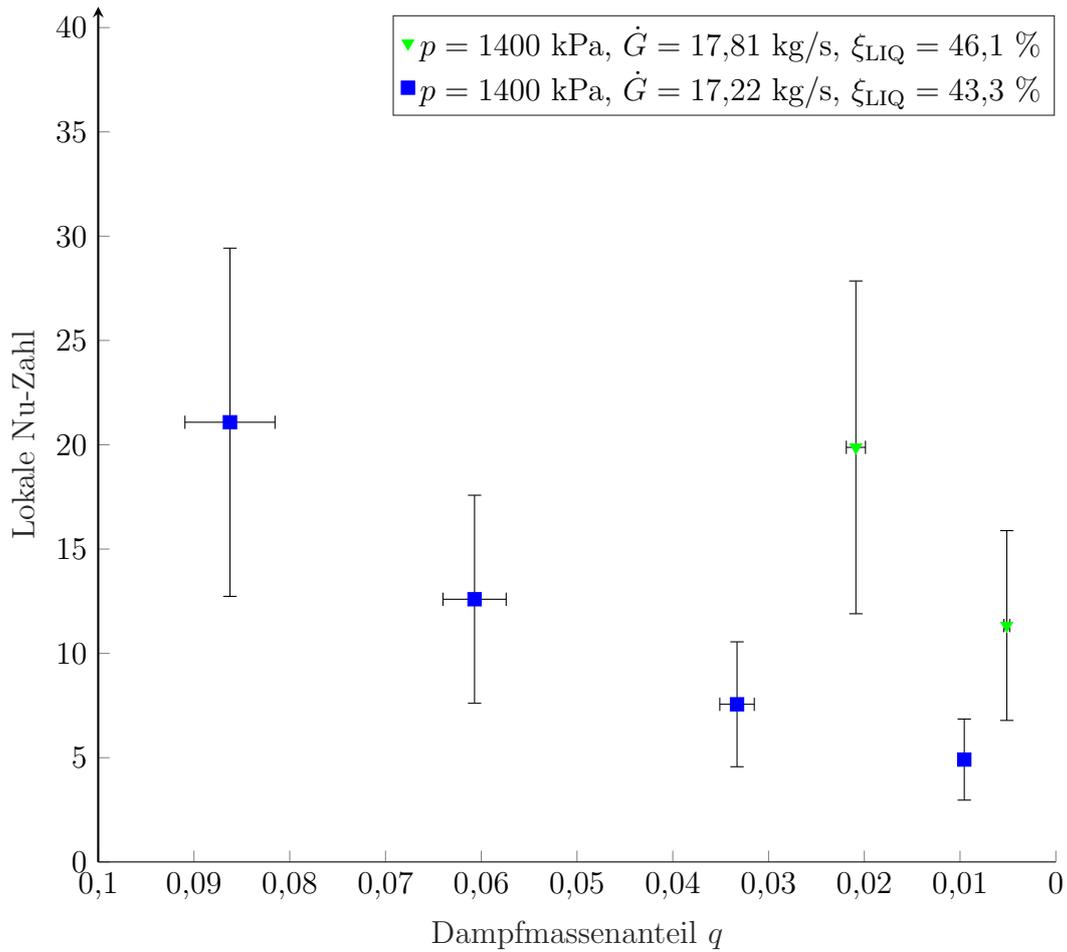


Abbildung 4.28: Einfluss der Zusammensetzung auf den Wärmeübergang

ist. Die Strömungsform des Films ist aufgrund dieser beiden Einflüsse eher turbulent. Eine Möglichkeit der Berücksichtigung dieser Abweichungen von den getroffenen Modellannahmen ist die Korrektur mittels eines oder mehrerer Parameter, wie in Gl. 4.52.

$$\text{Nu}_{\text{tp}} = 0.683 \text{Re}_{\text{eq}}^{-3.06} \text{Nu}_{\text{Film}}^{10.85} \text{Pr}_{\text{LIQ}}^{-1.06} p_{\text{red}}^{0.56} \text{Bo}^{3.14} \beta_{\text{m}}^{-2.62} \xi_{\text{LIQ}}^{2.44} (1 - q)^{-23.72} \dot{G}^{4.48} \quad (4.52)$$

Die mit dieser Korrelation berechneten Werte werden den Messwerten in Abb. 4.29 gegenübergestellt. Die mittlere Abweichung beträgt 24%. 80% der Werte liegen innerhalb eines Toleranzbandes von  $\pm 30\%$ .

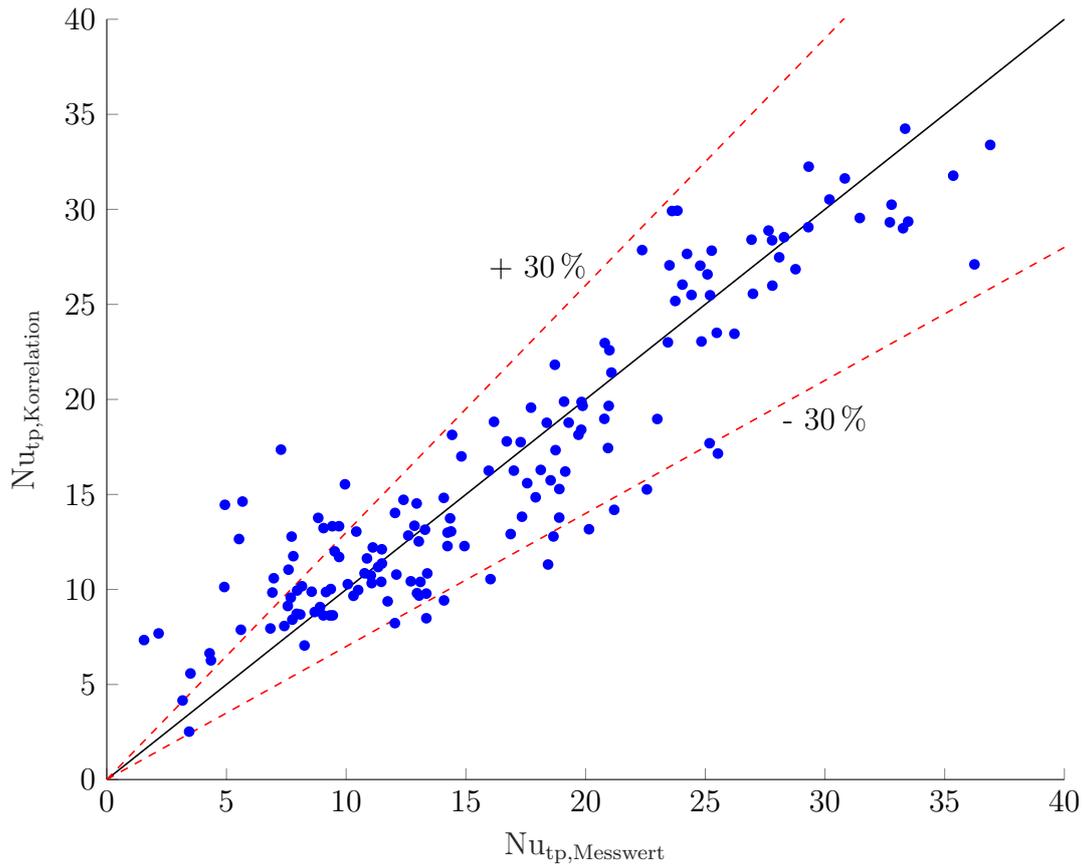


Abbildung 4.29: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Nu-Zahlen

## 4.9 Lokaler Druckverlust

Auf Grund der Kopplung zwischen Wärmeübergang und Druckverlust wird auch für letzteren ein geeignetes Modell zur Vorausberechnung benötigt. Wie der Wärmeübergang wird der Druckverlust für jede Zelle einzeln berechnet. Anschließend wird er über alle Zellen summiert (s. dazu auch Abschn. 4.5). Hinzu kommen weitere Druckverlustmechanismen durch Umlenkungen im Manifold. Schließlich wird das Ergebnis mit dem gemessenen integralen Druckverlust verglichen. Dabei werden verschiedene Korrelationen geprüft und variable Parameter iterativ an die Messergebnisse angepasst. In Abschnitt 2.2.5 wird das Modell von GRABENSTEIN [1] vorgestellt, welches die Messdaten mit angepassten Parametern am besten wiedergibt. Weiterhin werden verschiedene Korrelationen von ROUHANI, MARGAT und ZIVI zur Berechnung des volumetrischen Dampfgehaltes untersucht, die ebenfalls in [1] mit experimentellen Daten verglichen werden. Auch die Ergebnisse, die mit den oben erwähnten Ansätzen erzielt werden, sind in Abb. 4.30 dargestellt. Es zeigt sich, dass der Gesamtdruckverlust mit den Korrelationen von ROUHANI [109], ZIVI [110] und MARGAT [111] vielfach zu gering berechnet wird. Aufgrund des niedrigen Dampfgehaltes dominiert der statische Druckanteil, der bei der

vorliegenden Abwärtsströmung einen Druckzugewinn bewirkt.

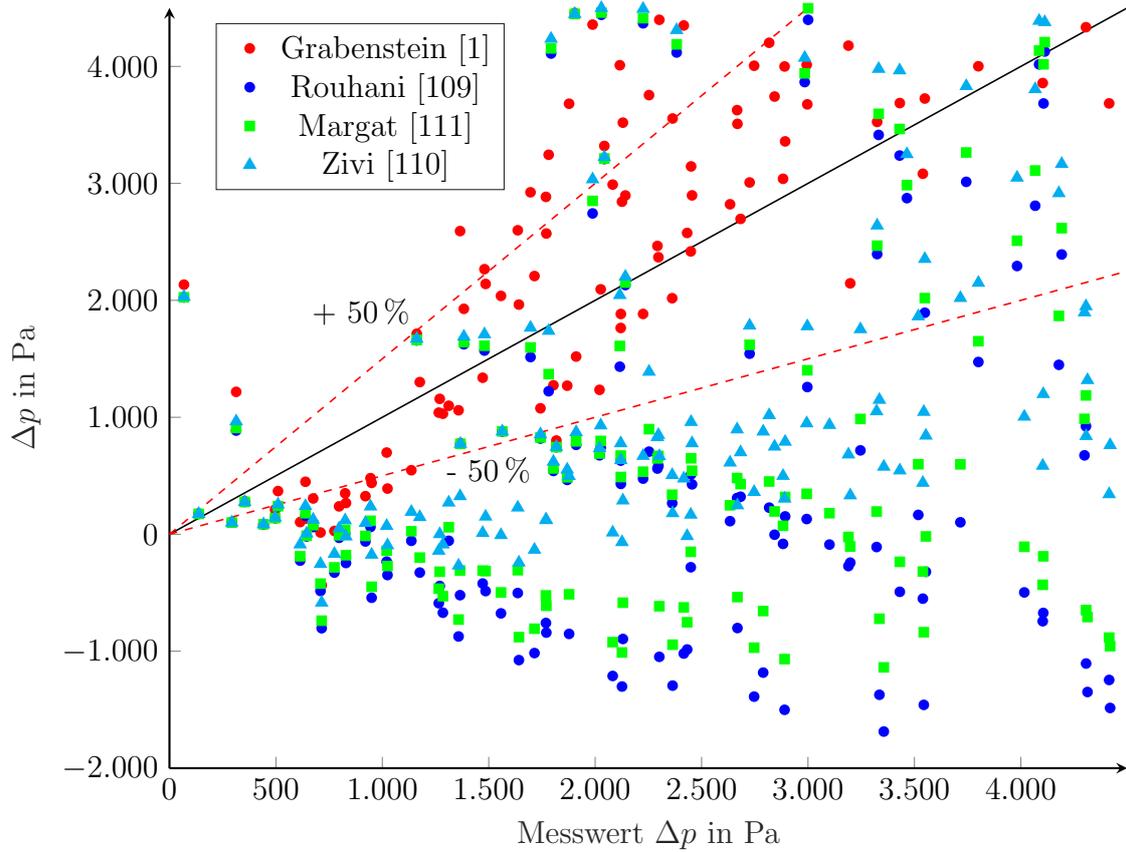


Abbildung 4.30: Vergleich verschiedener Korrelationen für den vol. Dampfgehalt  $a$  mit experimentellen Daten

Das homogene und das heterogene Modell werden durch den Dampfgehalt  $q$  gekoppelt und mit den iterativ bestimmten Parametern an die Messdaten angepasst. Es ergibt sich Gl. 4.53 als Korrelation für den zweiphasigen Reibungsdruckverlust. Dabei wird der einphasige Reibungsdruckverlust der flüssigen Phase  $\Delta p_{\text{fric,sp,LIQ}}$  nach Gl. 4.54 berechnet.

$$\Delta p_{\text{fric,tp}} = q \left( 1 + \frac{0,0076}{X_{\text{LM}}} \right)^2 \Delta p_{\text{fric,sp,LIQ}} + (1 - q) 420,24 \text{Re}_{\text{eq}}^{-0,316} \frac{L_x \dot{G}^2}{2 d_h \rho_m^{\text{sat}}} \quad (4.53)$$

$$\Delta p_{\text{fric,sp,LIQ}} = 791,57 \text{Re}_{\text{eq}}^{-0,216} \quad (4.54)$$

Die in diesem Kapitel dargestellten experimentellen Daten zum Wärmeübergang und zum Druckverlust zeigen einerseits die vielfältigen Unsicherheiten, die mit diesen Experimenten verbunden sind. Sie sind aber zur Modellvalidierung sehr wertvoll.

# 5 Modell Wärmeübergang Rieselfilm

Bereits 1999 wurde von KANG [100] und auch 2015 von MITTERMAIER [112] der Resorber als leistungsbestimmende Komponente in Absorptionsanlagen und Kalina-Prozessen identifiziert. Da bisher kaum verlässliche Modelle zur Auslegung dieser Apparate verfügbar sind, werden in der Literatur immer wieder unterschiedliche Ansätze vorgestellt. 2001 fasste KILLION [113] in seiner Veröffentlichung den aktuellen Stand zusammen und wies darauf hin, dass sich die meisten Modelle auf Absorption mittels einen laminaren Fallfilms beschränkten.

Eine vergleichbare Anlagen-Konfiguration wie in der vorliegenden Arbeit wählte TRICHÉ [91] in ihren Untersuchungen, die an einer Kältemaschine mit einer thermischen Leistung von 5 kW durchgeführt wurden. Auch sie simulierte in ihrer Arbeit den Wärme- und Stofftransport innerhalb eines Fallfilm-Resorbers. Die Korrelationen stammen von Stofftransport innerhalb der Flüssigphase von YIH und CHEN [114]

## 5.1 Gleichgewichts-Simulation

Thermodynamisches Gleichgewicht (GGW) zeichnet sich dadurch aus, dass keine treibenden Potenziale vorliegen, die den Wärme- oder Stofftransport antreiben und dies nicht nur als Momentaufnahme, sondern zeitunabhängig. Im Verteiler des Resorbers werden die beiden Stoffströme Dampf und arme Lösung miteinander in Kontakt gebracht. Auf Grund ihrer jeweiligen Strömungsgeschwindigkeiten und der kurzen Strecke, auf der nahezu keine Wärme an die Wände des Strömungskanal übertragen wird, kann sich das GGW nicht einstellen. Jedoch ist dessen Annahme eine gute Näherung, um den Absorptionsprozess zu beschreiben, wie Abb. 5.1 zeigt.

Die Temperaturen der absorbierenden armen Lösung bzw. des absorbierten Dampfes liegen vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager bei 38,17 °C bzw. 71,48 °C. Es ist zu berücksichtigen, dass der Massenstrom der armen Lösung um den Faktor 5,4 größer ist als der Massenstrom des Dampfes, somit ist der Wärmekapazitätsstrom durch die Flüssigphase dominiert. Die gemessenen Temperaturen liegen bei diesem exemplarischen Messpunkt etwa 1 °C niedriger als die berechneten Temperaturen. Die berechneten Temperaturen stellen die maximal erreichbare Obergrenze dar, die sich im GGW einstellt. Daraus lässt sich schließen, dass ein Großteil des Absorptionsprozesses auf dem Wegstück vom Verteiler-Manifold bis zum Ende des Verteilerdreiecks erfolgt.

Entsprechend dieser Annahme wird für den Stofftransport bei der GGW-Simulation ein idealer, unendlich schneller Stofftransport vorausgesetzt. Potentialdifferenzen innerhalb der Phasen, die den Wärmetransport unterstützen oder hemmen könnten, werden nicht berücksichtigt. Analog zu Gl. 3.1 und Gl. 4.28 werden die ideale Lösungstempe-

ratur und der dazugehörige Dampfmassenanteil in jedem Spalt (bzw. Strömungskanal) bestimmt.

$$T_{\text{MIX}} = f(h_{\text{MIX}}, p_{\text{MIX}}, \xi_{\text{MIX}}) \quad (5.1)$$

$$q_{\text{MIX}} = f(h_{\text{MIX}}, p_{\text{MIX}}, \xi_{\text{MIX}}) \quad (5.2)$$

Zur Initialisierung der Berechnung wird zunächst von einer Gleichverteilung der Massenströme Dampf und armer Lösung ausgegangen. Aufgrund dieser Annahme wird eine erste Berechnung entsprechend der nachfolgend beschriebenen Programmstruktur durchgeführt.

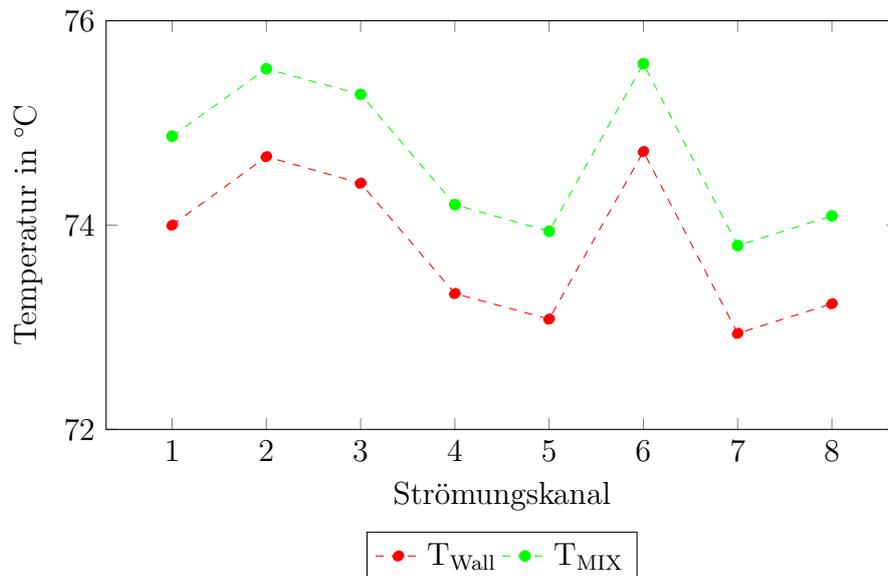


Abbildung 5.1: Gemessene ( $T_{\text{Wall}}$ ) und berechnete Temperaturen ( $T_{\text{MIX}}$ ) am Eintritt in die Strömungskanäle

### 5.1.1 Programmstruktur der Gleichgewichts-Simulation

Die Eingangsgrößen für das Simulationsprogramm sind zum einen die Zustandsgrößen der beiden zusammengeführten Stoffströme, also die Massenströme armer Lösung  $\dot{m}_{\text{LIQ}}$  und Dampf  $\dot{m}_{\text{VAP}}$ , die Zusammensetzungen dieser beiden  $\xi_{\text{LIQ}}$  bzw.  $\xi_{\text{VAP}}$  sowie deren thermische Zustandsgrößen  $T_{\text{LIQ}}$ ,  $T_{\text{VAP}}$ ,  $p_{\text{LIQ}}$ ,  $p_{\text{VAP}}$ . Zum anderen werden der thermische Zustand ( $T_{\text{W}}$ ,  $p_{\text{W}}$ ) des eintretenden Wärmeträgermediums sowie dessen Massenstrom  $\dot{m}_{\text{W}}$  vorgegeben. Parameter, die zwar grundsätzlich variabel, aber im Rahmen dieser Arbeit konstant bleiben, sind Diskretisierungsgrad, Relaxationsparameter, Konvergenzkriterien und geometrische Größen des Plattenwärmeübertragers.

Wie auch bei KRÜGER [115] beschrieben, wird das Hauptprogramm in drei Hauptteile untergliedert:

1. Initialisierung
2. Berechnungsschleife für den Wärmetransport
3. Berechnungsschleife für den Druckausgleich

Dabei sind die Initialisierung und die Berechnungsschleife für den Druckverlust um die Berechnung der Absorption im Manifold erweitert, welche nach Abschnitt 5.1.1 vermutlich bereits den Hauptteil des Absorptionsvorganges ausmacht. Das Resultat dieses Programmdurchlaufes sind die berechneten Austrittszustände von armer Lösung und des Sekundärfluides sowie die thermische Leistung des Resorbers. Auf Basis der oben beschriebenen Eingangsgrößen werden zunächst die Initialwerte bestimmt (s. Abb. 5.2). Als Randbedingungen gelten Phasengleichgewicht und Gleichverteilung der Stoffströme, über den parallelen Kanälen. Der Druckverlust, der mit der Verteilung der Massenströme gekoppelt ist, wird iterativ ausgeführt, bis das Konvergenzkriterium erfüllt ist. Dabei gilt, wie in Abschnitt 4.7, dass ein Fluidteilchen auf seinem Weg durch den Apparat den gleichen Druckverlust erfahren muss, unabhängig davon, durch welchen Plattenkanal es sich bewegt. Innerhalb dieser Berechnung findet die Bestimmung des Wärmetransportes statt, die ebenfalls bis zum Erreichen eines Konvergenzkriteriums ausgeführt wird. Zunächst werden in jeder Zelle der Wärmeübergangskoeffizient und der Druckverlust ermittelt. Mit Hilfe des letzteren kann für jede Zelle der neue Absolutdruck berechnet werden, um weitere benötigte Zustandsgrößen, wie z.B. den Dampfgehalt, zu bestimmen. Der Wärmetransport auf der Kältemittelseite wird nach den in Abschn. 2.2.2 vorgestellten Gleichungen mit dem Ansatz von SARDESAI [2] berechnet. Für den dazu benötigten einphasigen Wärmeübergang und auch für den Wärmeübergang auf der Seite des Wärmeträgermediums wird auf den Ansatz von MARTIN [103] zurückgegriffen. Der Druckverlust der einphasigen Strömung wird ebenfalls nach diesem Ansatz berechnet. Um den Druckverlust der zweiphasigen Strömung zu bestimmen, wird das Modell von GRABENSTEIN [1] verwendet, das in Abschn. 2.2.5 beschrieben ist. Aus experimentellen Daten wurden die entsprechenden Koeffizienten ermittelt, wie sie in Abschnitt 4.9 vorgestellt und erläutert sind. Wie bereits von NORDVEDT [15] beschrieben, nimmt der Wärmeübergangskoeffizient (WÜK) der Zweiphasenströmung bei Dampfmassenanteilen, die kleiner als  $q = 5\%$  sind, nahezu den Wert an, der sich bei vollständig einphasiger flüssiger Durchströmung errechnet. Dies ergibt physikalisch durchaus Sinn, da sich eine Strömung mit kleiner werdenden Blasen immer mehr wie eine Einphasenströmung verhält. Betrachtet man Gl. 2.27 wird deutlich, dass der Anpassungsparameter  $C_1$  eine Reduktion des zuvor berechneten WÜK  $\alpha_{\text{Kond}}$  bewirkt. Dieser Wert entspricht bei einphasiger Durchströmung dem WÜK der Einphasenströmung  $\alpha_{\text{LIQ}}$  (s. Gl. 2.28). Ist der Dampfmassenanteil  $q$  gleich null und  $C_1$  kleiner als 1, ergibt sich bei der Kondensation ein Wert, der kleiner ist, als der für die Einphasenströmung. Da dies physikalisch nicht sinnvoll ist, wird zum Vergleich der WÜK nach [103] bestimmt. Je nachdem, welcher Wert größer ist, wird dieser für die weitere Berechnung verwendet. Gl. 3.5 zeigt,

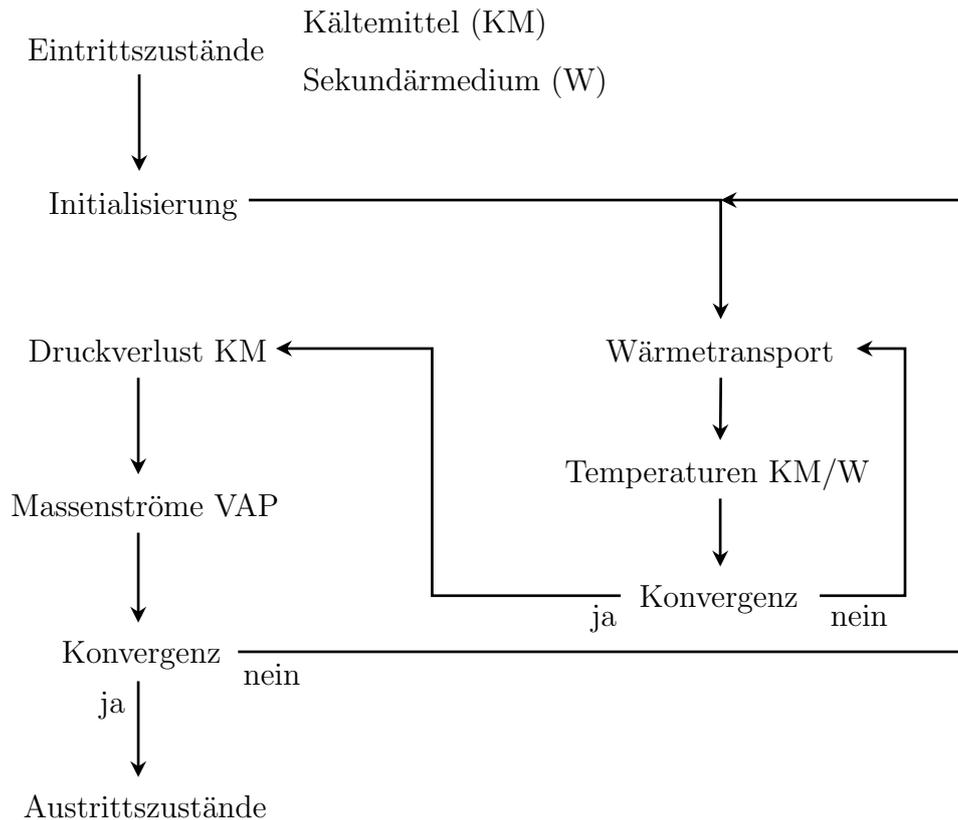


Abbildung 5.2: Vereinfachter Programmablaufplan der GGW-Simulation

dass nun mit den bekannten WÜK der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  ermittelt werden kann. Mit den Ein-/Austrittstemperaturen jeder Berechnungszelle wird nun die logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta T_{m,\log}$  berechnet (Gl. 3.6), um anschließend mit dem Element  $dA$  der diskretisierten Übertragungsfläche den übertragenen Wärmestrom jeder Zelle zu bestimmen. Dies geschieht zu beiden Seiten des jeweiligen Plattenspaltes. Mit den nun bekannten Wärmeströmen kann die Energiegleichung 5.3 für den stationären Zustand jeder Zelle in Strömungsrichtung unter Vernachlässigung der Unterschiede von kin. und pot. Energie gelöst werden.

$$h_{\text{H}_2\text{O}}^{j+1} = h_{\text{H}_2\text{O}}^j + \left( \dot{Q}_{\text{links}} + \dot{Q}_{\text{rechts}} \right) / \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \quad (5.3)$$

Aus der neu berechneten Enthalpie  $h_{\text{H}_2\text{O}}^{j+1}$  wird mit Hilfe einer kalorischen Zustandsgleichung die Temperatur bestimmt. Gegenüber der Temperatur aus dem vorherigen Berechnungsschritt wird die Differenz  $\Delta T$  gebildet, die mit einem Relaxationsfaktor  $\omega$  multipliziert wird. Ist  $\omega$  kleiner als eins, spricht man von einer Unterrelaxation, die ein evtl. auftretendes Schwingen des Berechnungsverfahrens dämpft. Es wird für den folgenden Iterationsschritt nun nicht die Differenz  $\Delta T$  addiert, sondern das Produkt  $\omega \cdot \Delta T$ . Außerdem werden die Wärmeströme, die über die Grenze der Zelle fließen, mit diesen Temperaturen neu berechnet. Die Wärmeströme werden daraufhin genutzt, um die

Energiebilanz auf der Kältemittelseite zu berechnen, ebenfalls mittels eines Relaxationsverfahrens. Ist das Konvergenzkriterium erfüllt, wird diese iterative Berechnung beendet und die Werte an die äußere Berechnungsschleife übergeben. Innerhalb dieser wird der Druckverlust in jedem Strömungskanal berechnet, der sich insbesondere aufgrund der Randeffekte in den äußeren Strömungskanälen des PWÜ unterscheidet.

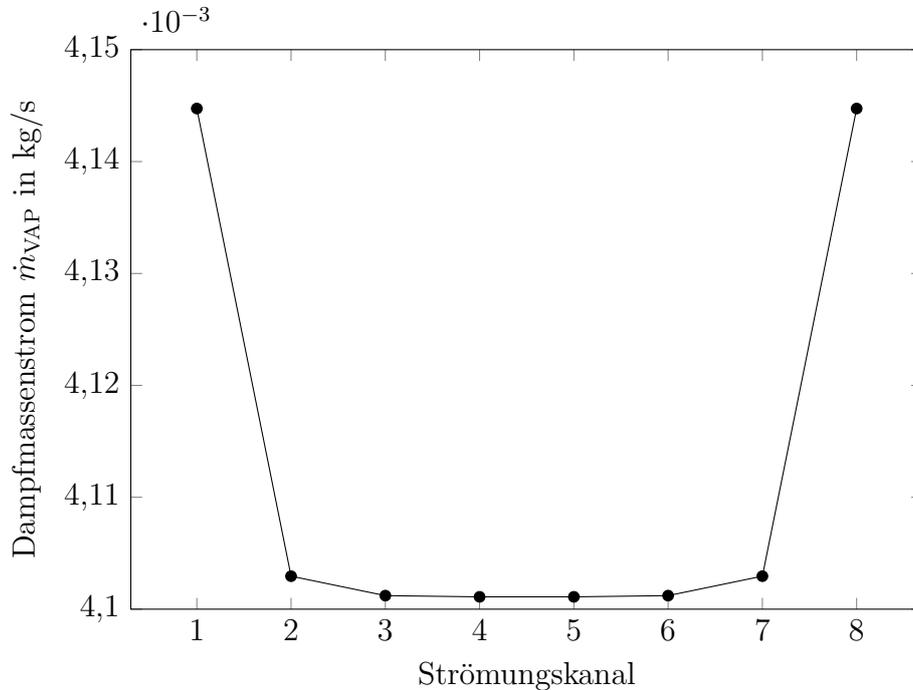


Abbildung 5.3: Verteilung des Kältemitteldampfes aufgrund stärkerer Kühlung der Randspalte ohne Absorptionsmodell (MP 31)

Die beiden Randspalte des PWÜ werden vom Sekundärmedium durchströmt, das die Wärme aufnimmt. Hierdurch wird das Kältemittel gekühlt. Da die äußeren Spalte nur von einer Seite Wärme aufnehmen, bleibt die Temperatur relativ zu den restlichen Spalten niedriger. Somit ist die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen dem Medium in diesem Spalt und dem angrenzenden Kältemittel-Spalt und auch der daraus resultierende Wärmestrom größer. Als Folge wird in den beiden äußeren Kältemittel-Spalten schneller Dampf kondensiert und der Anteil des statischen Drucks, hervorgerufen durch die Flüssigkeitssäule, ist größer. Abb. 5.3 erläutert diesen Zusammenhang. Wie in Abschnitt 4.7 beschrieben, muss der Druckverlust entlang jedes Strömungsweges durch den Apparat identisch sein, da sich ansonsten eine Ausgleichsströmung einstellt, die eine entsprechende Angleichung bewirkt. Die äußere Berechnungsschleife hat die Aufgabe, den Gasmassenstrom so zu verteilen, dass am Ende in jedem Plattenkanal der gleiche Druckverlust auftritt. Hinsichtlich der Flüssigkeitsverteilung wird davon ausgegangen, dass sie durch die Verteiler-Düse gleichmäßig auf alle Kanäle verteilt wird. Eine numerische Validierung der beschriebenen Verfahren wurde von KRÜGER [115] erfolgreich durchgeführt. Demzufolge verhalten sich die Ergebnisse bei variierendem Diskretisierungsgrad nahezu gleich.

### 5.1.2 Ergebnisse/Validierung

Um das Simulationsmodell zu validieren, wird zunächst die berechnete an das Sekundärmedium abgegebene Heizleistung  $\dot{Q}_W$  dem gemessenen Wert gegenübergestellt, siehe Abb. 5.4. Dabei werden zwei verschiedene Varianten untersucht, die jeweils mit blau bzw. rot gekennzeichnet sind. Die Randbedingungen der beiden Berechnungen unterscheiden sich lediglich durch das verwendete Modell für die Wärmeleitfähigkeit der armen Lösung, siehe dazu Abschnitt 2.2.4. Wird das Modell von FILIPOV [71] verwendet, entsprechen die berechneten Werte den gemessenen innerhalb eines Toleranzbandes von  $\pm 15\%$ .

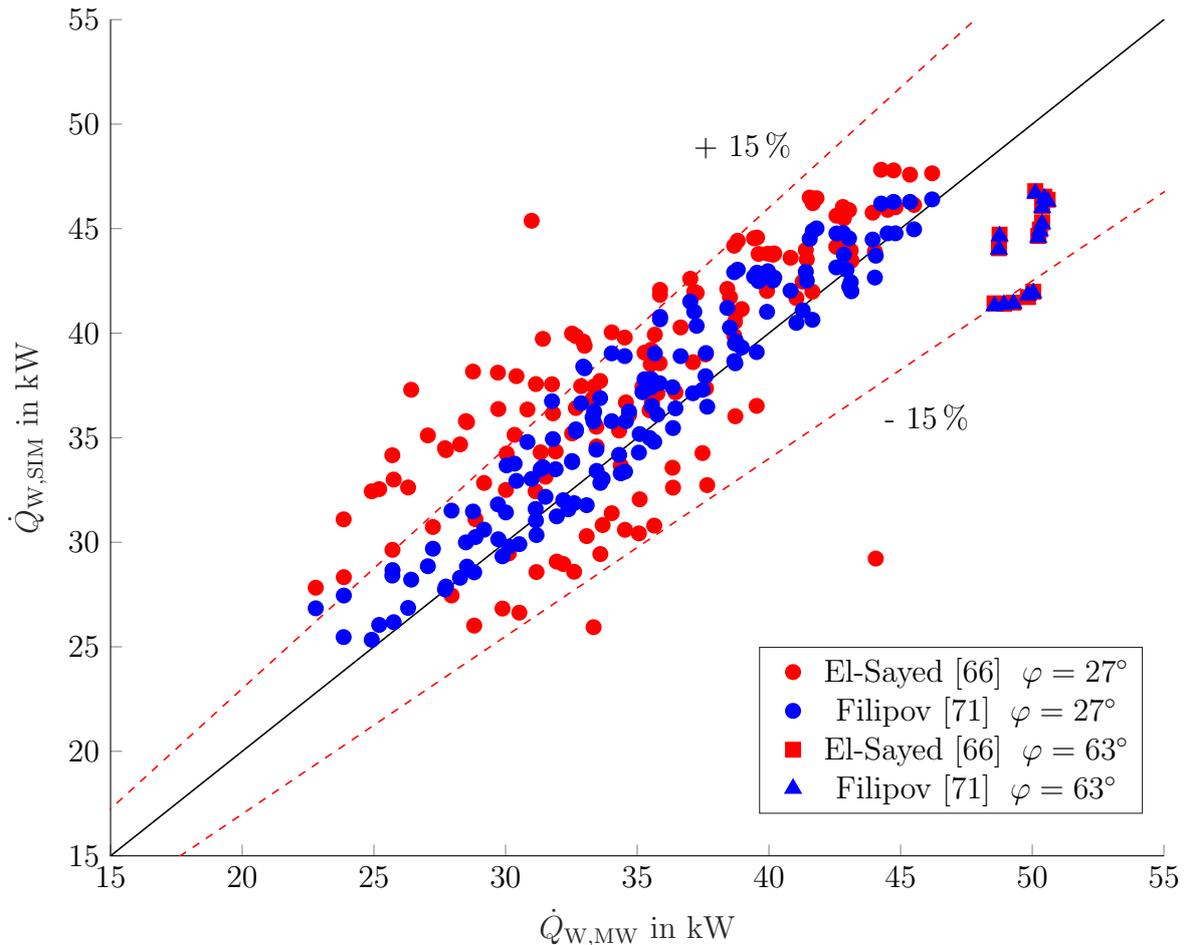


Abbildung 5.4: Vergleich zwischen Simulation und Messwerten ohne Modell für den Stoffübergang

Tendenziell sind die berechneten Werte dabei größer als die gemessenen. Bei höheren Leistungen nimmt die Abweichung allerdings ab. Dies ist möglicherweise dadurch begründet, dass bei kleineren Leistungen durch die Annahme einer idealen Mischung am Resorber-Eintritt nahezu kein Dampf vorliegt. Der Berechnungs-Algorithmus verwendet in diesem Fall den Ansatz für einphasigen Wärmeübergang, siehe Gl. 4.30. Allerdings ist

es möglich, dass sich während der Messungen ein Zustand der unterkühlten Kondensation einstellt und Gasbläschen vorliegen, die sich entgegen der Hauptströmungsrichtung oder zumindest langsamer als diese bewegen. In diesem Fall liegt Schlupf zwischen den Phasen vor, der den Wärmeübergang verschlechtert. Bei höheren Leistungen liegt ein höherer Eintritts-Dampfgehalt vor. Die Verschlechterung des Wärmeüberganges durch Reibungsdruckverlust ist in Gl. 2.30 enthalten und gibt zumindest zum Teil den oben erwähnten Vorgang wieder. Darüber hinaus wird in Gl. 2.27 der Parameter  $C_1$  an die Messwerte angepasst. Auch diese Gleichung wird tendenziell eher bei höheren Leistungen verwendet. Außerdem wird in Betriebspunkten geringer Leistung dem Resorber meist weniger Dampf zugeführt, was ggf. dazu führt, dass ein größerer Anteil bereits im vorderen Abschnitt des Manifolds absorbiert wird, wodurch es zu einer Ungleichverteilung des Dampfes kommt. Dies äußert sich dann in einer reduzierten Leistung des Apparates.

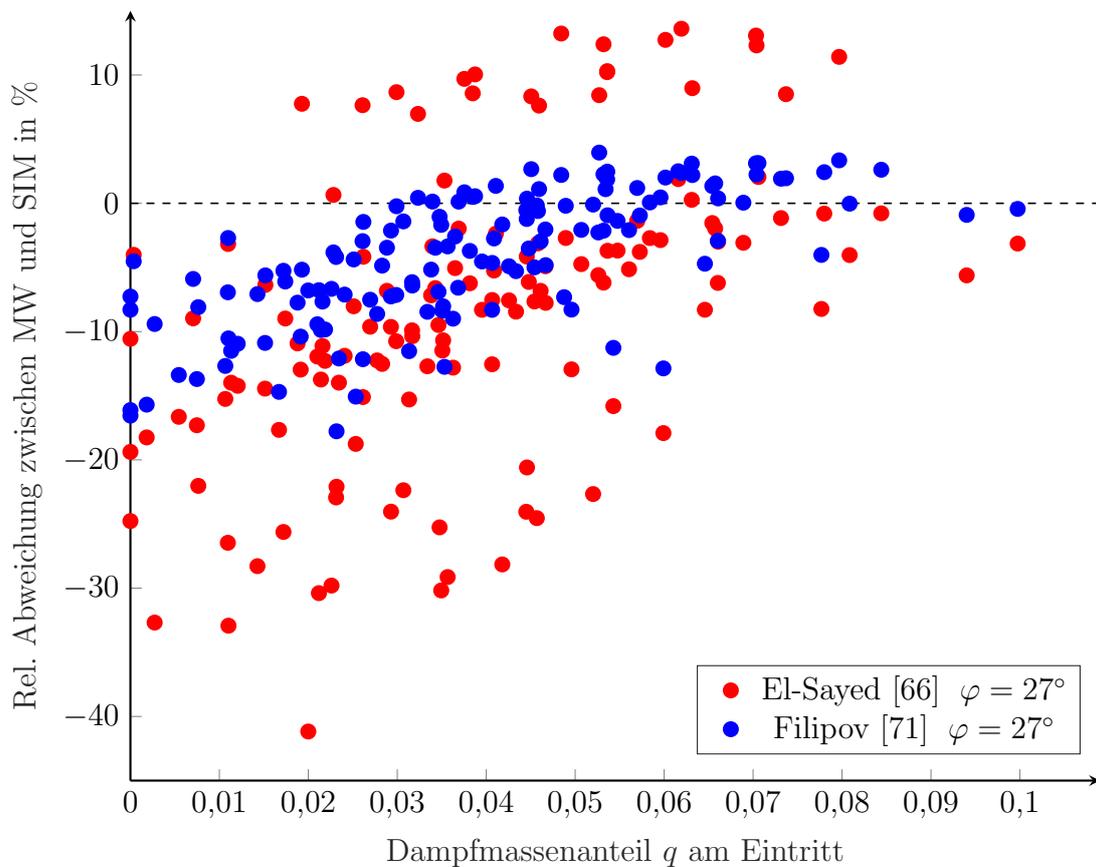


Abbildung 5.5: Abhängigkeit der relativen Differenz (Messwert zu Simulation) vom Dampfmassenanteil am Eintritt

Als ein weiterer Einfluss auf die Übereinstimmung von gemessenen und berechneten Werten wurde der Dampfmassenanteil am Eintritt in den Apparat ermittelt. Wie Abb. 5.5 zeigt, wird die Differenz zwischen den beiden Werten bei größeren Dampfgehalten geringer. Dies hängt, wie oben erwähnt, mit dem Übergangsbereich zwischen vollständig einphasiger und zweiphasiger Strömung zusammen, der bei kleinen Dampfmassenanteilen

zu Abweichungen führt. Hinzu kommt der Einfluss des gewählten Stoffdatenmodells. Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass die relative Abweichung unter Verwendung des Modells von FILIPOV [71] für die Wärmeleitfähigkeit der armen Lösung zwischen 5 % und –20 % beträgt. Dagegen liegen die relativen Abweichungen zwischen 15 % und –45 %, wenn das Modell von EL SAYED [66] verwendet wird.

### 5.1.3 Stoffübergangsmodell

Wie in Abb. 3.11 zu sehen, erzeugt die Verteilerdüse ein radial verteiltes Spray-Bild durch einzelne Strahlen, die jeweils in Reihen angeordnet sind. Für den Vorgang der Absorption wird angenommen, dass sich aus den hintereinander angeordneten Strahlen durchgängige Flächen ergeben, die dann vom ammoniakreichen Dampf überströmt werden. Daher wird der Stoffübergang von der Gasphase an die Phasengrenzfläche mit dem Modell der überströmten Platte vereinfacht abgebildet. Abb. 5.6 zeigt schematisch, wie die Fläche vom Kältemitteldampf überströmt wird. Innerhalb der flüssigen Phase wird davon ausgegangen, dass die hohe Turbulenz innerhalb des Sprays und die große Oberfläche für eine ideale Durchmischung sorgen, sodass die Zusammensetzung überall gleich ist.

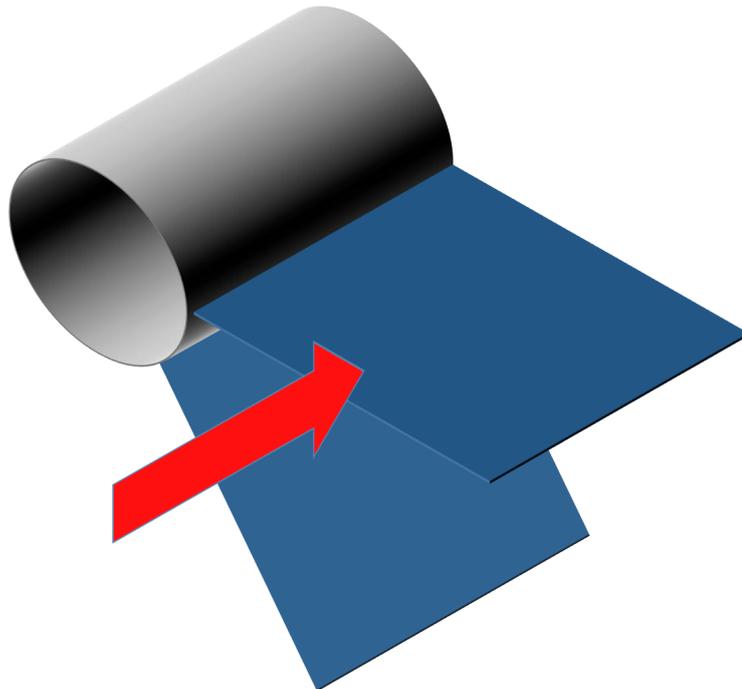


Abbildung 5.6: Modell für den Stoffübergang innerhalb der Gasphase an einer überströmten Platte

Wie in Abschnitt 2.2.3 beschrieben, wird der konvektive Stofftransport zur Phasengrenze mit dem Stoffübergangskoeffizienten  $\beta$  charakterisiert. Dieser lässt sich mit Hilfe

der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung aus Gl. 2.33 bestimmen, für die der Ansatz nach dem o.g. Modell gewählt wurde. Bei einem Gesamtanteil des  $\text{NH}_3$  an der reichen Lösung von 60 % beträgt der  $\text{NH}_3$ -Anteil der Dampfphase im Gleichgewicht 99,4 %. Da der Dampf somit nahezu vollständig aus  $\text{NH}_3$  besteht, wird der Anteil des kondensierten  $\text{H}_2\text{O}$  an dieser Stelle vernachlässigt.

$$\text{Sh} = 0,664 \cdot \text{Re}^{1/2} \cdot \text{Sc}^{1/3}; \quad (5.4)$$

Da sich der Dampfmassenstrom auf die einzelnen Plattenkanäle verteilt und beim Vorbeiströmen absorbiert wird, sinkt er mit der Lauflänge im Manifold. Anhand von Gl. 5.5 ist zu erkennen, dass die steigende Lauflänge der Platte  $L_x$  der sinkenden Strömungsgeschwindigkeit entgegen wirkt. Daher ergibt sich auch an gleicher Stelle das Maximum der Sh-Zahl, die die Güte des Stoffüberganges beschreibt. Der Verlauf der Re-Zahl der Gasphase über der Lauflänge ist in Abb. 5.7 dargestellt.

$$\text{Re}_{\text{VAP}} = \frac{w_{\text{VAP}} \cdot L_x}{\nu_{\text{VAP}}}; \quad (5.5)$$

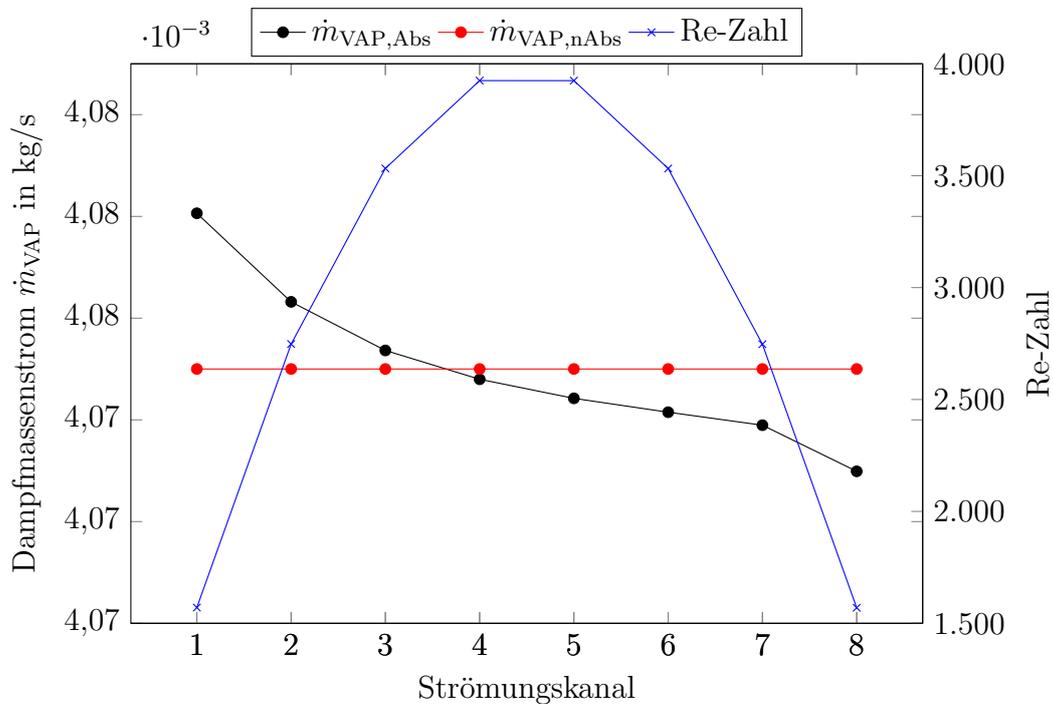


Abbildung 5.7: Re-Zahl an der überströmten Platte und Dampfmassenstrom mit Absorptionsmodell berechnet (MP 73)

Abb. 5.8 zeigt den Effekt, den die Integration des Stoffübergangsmodells auf die Abweichung zwischen Messwert und Simulationsergebnis hat. Bis zu einem Gleichgewichts-Dampfmassenanteil von 3 % verbessert das Stoffübergangsmodell die Simulation um durchschnittlich 0,5 %. Bei größeren Dampfgehalten wirkt sie sich auf das Ergebnis nicht

mehr aus, da der Anteil am insgesamt absorbierten/kondensierten Dampf sehr gering ist. Zur Berechnung der Wärmeleitfähigkeit wird im Weiteren das Modell von FILIPOV verwendet.

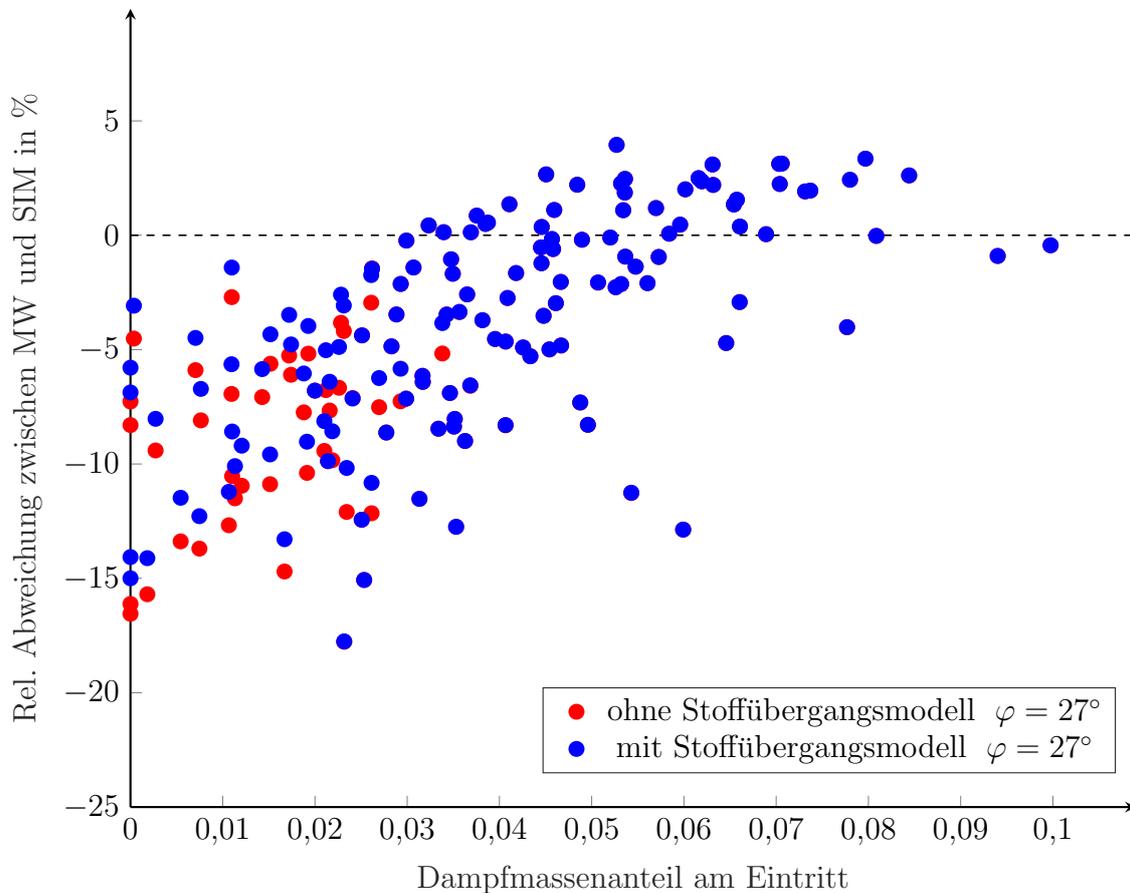


Abbildung 5.8: Vergleich Simulation und Messwerte mit und ohne Modell für den Stoffübergang

In Abb. 5.7 ist in Rot eine Gleichverteilung des Dampfmassenstromes dargestellt ( $\dot{m}_{\text{VAP,nAbs}}$ ). Der Effekt der Absorption vor dem Eintritt in den Plattenkanal ist deutlich erkennbar, gekennzeichnet durch die schwarze Linie ( $\dot{m}_{\text{VAP,Abs}}$ ). Im ersten Kanal ist der insgesamt absorbierte Massenstrom am höchsten und nimmt im Verlauf weiter ab. Dieses Profil bildet sich aus, wenn nach dem Lösungsvorgang geringfügig unterkühlte Lösung vorliegt. In diesem Fall wird durch das Simulationsprogramm nahezu kein Druckverlust aufgrund der zweiphasigen Strömung berechnet und eine ausgleichende Strömung in Kanäle mit geringerem Druckverlust tritt nicht auf. Liegt dagegen eine zweiphasige Strömung vor, dominiert der Effekt der stärkeren Kühlung der Randspalte (in Abschnitt 5.1.1 beschrieben) und es bildet sich wieder das signifikante, nun leicht abfallende Verteilungsprofil aus (s. Abb. 5.9). Die rot gekennzeichneten Werte zeigen die Verteilung des Dampfmassenstromes ohne Absorption im Manifold. Die schwarzen Punkte entsprechen der geringfügig durch die Absorption veränderten Verteilung.

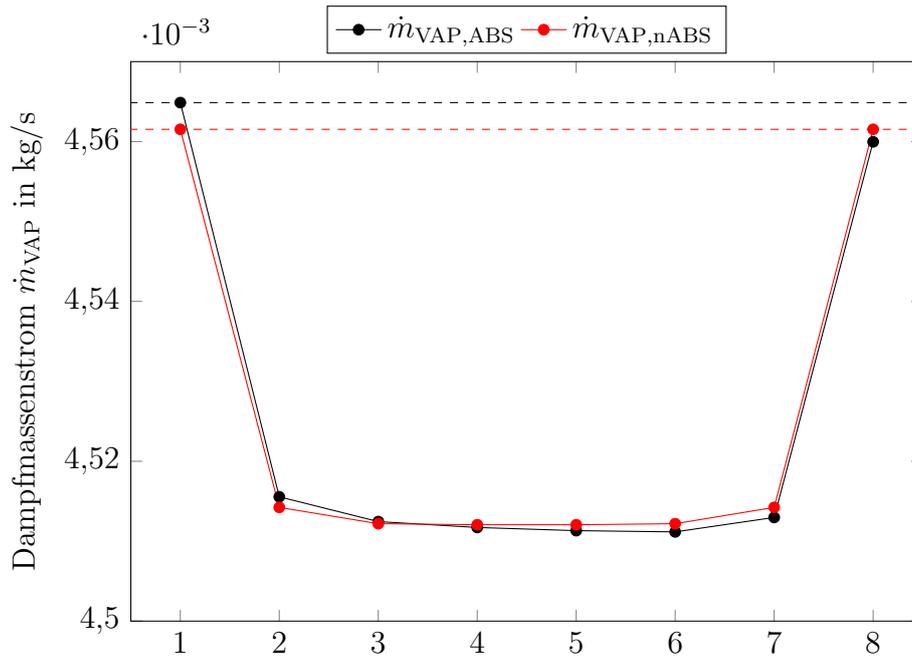


Abbildung 5.9: Dampfmassestrom-Verteilung mit Absorptionsmodell berechnet (MP 59)

Besondere Berücksichtigung findet in dem hier vorgestellten Simulationsprogramm die ungleichmäßige Verteilung des Dampfmassestromes, die durch zwei Einflussgrößen hervorgerufen wird. Zum einen werden die Kältemittel-Randspalte stärker gekühlt, sodass der Dampf dort im Vergleich zu den anderen Kanälen früher kondensiert. Damit ergibt sich eine höhere Flüssigkeitssäule, welche im abwärts strömenden Kondensator dem Reibungsdruckverlust entgegen wirkt. Weiterhin ist die Absorption im Verteiler-Manifold als Modell in das Simulationsprogramm integriert. Die Berechnung der einzelnen Plattenspalte ist insbesondere bei Wärmeübertragern mit wenigen Plattenspalten geeignet. Der erhöhte Rechenaufwand steht der verbesserten Genauigkeit gegenüber. Bei Apparaten mit größerer Plattenanzahl wirken sich die Randeffekte weniger stark auf das Gesamtergebnis aus. Daher ist in diesen Fällen meistens eine vereinfachte Betrachtung des gesamten Apparates als Einzelspalt ausreichend.

Auf Grund der hohen Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes im oberen Bereich der Plattenkanäle und des fortlaufenden Wärmeentzugs ist davon auszugehen, dass sich innerhalb des Plattenwärmeübertragers thermodynamisches Gleichgewicht nicht einstellt. Daher ließe sich auch ein nicht-Gleichgewichts-Ansatz nutzen, der neben dem Wärmetransport auch der Stofftransport beschreibt. Der Stofftransport wird im Rahmen dieser Arbeit idealisiert als unendlich schnell betrachtet.

Die sich hierdurch ergebende Verteilung des Dampfmasseanteils ist in Abb. 5.10 dargestellt. Entsprechend dem geringeren Dampfmassestrom, der von der armen Lösung absorbiert wird, sinkt der Dampfmasseanteil der resultierenden reichen Lösung.

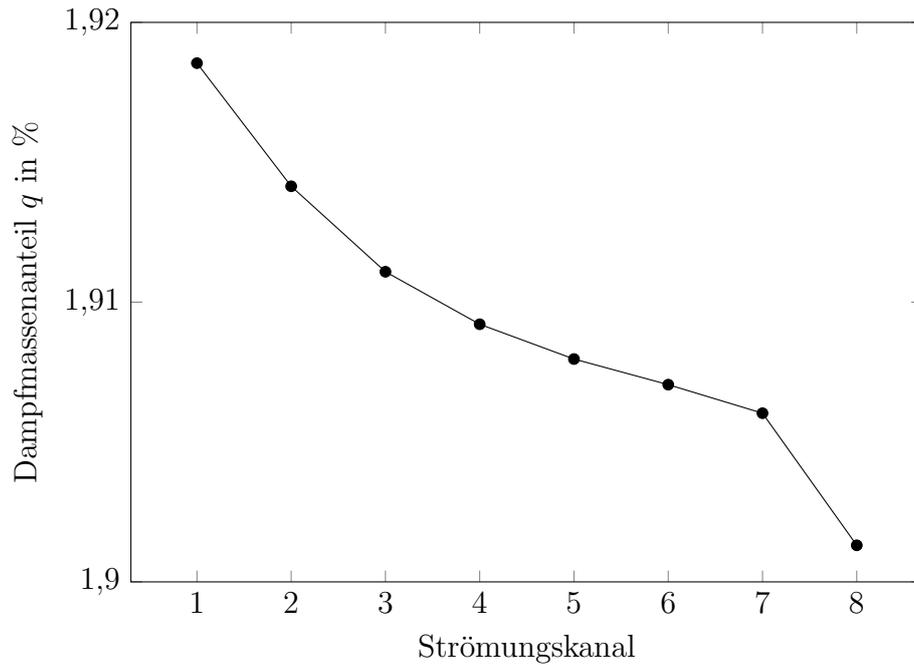


Abbildung 5.10: Dampfmasseanteil  $q$  am Eintritt in den jeweiligen Strömungskanal (MP 73)

Ein abnehmender absorbiertes Dampfmassestrom resultiert, wie oben bereits erläutert, in einem abnehmenden Temperaturprofil. In Abb. 5.11 ist abschließend das Profil der gemessenen Temperaturen am Eintritt in die einzelnen Strömungskanäle in Rot dargestellt. Darüber ist das Temperaturprofil in Blau zu sehen, welches sich durch die Berechnung mit dem Simulationsprogramm ergibt.

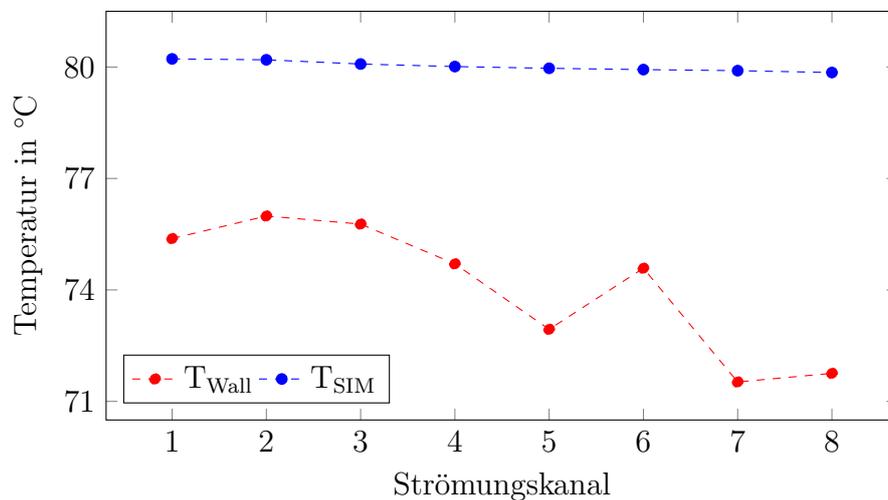


Abbildung 5.11: Gemessene ( $T_{\text{Wall}}$ ) und simulierte ( $T_{\text{SIM}}$ ) Temperaturen am Eintritt in die Strömungskanäle (MP 16)

Da diese Berechnung keine Wärmeverluste berücksichtigt und thermodynamisches Gleichgewicht am Eintritt in die Plattenspalte voraussetzt, ist davon auszugehen, dass die Temperaturen etwas oberhalb der gemessenen liegen. Die Tendenz des berechneten Profils ist ähnlich der des gemessenen. Wobei die Ausprägung deutlich geringer ist. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass der Absorptionsprozess vor dem Eintritt in die Plattenkanäle noch nicht in ausreichendem Maß durch die Berechnung berücksichtigt ist. Die Überprüfung, ob ein anderes Berechnungsmodell passendere Ergebnisse zum Stoffübergang liefert, bietet sich für weitere Arbeiten dieser Art an.

**Anmerkung zur Berechnung des Wärmeüberganges im Plattenspalt**

Dadurch, dass der Dampfanteil nach dem Lösungsvorgang in den meisten Fällen kleiner als 10 % ist, wird der mit dem Ansatz von SARDESAI (s. Gl. 2.28) berechnete Wärmeübergangskoeffizient häufig kleiner als der mit dem Ansatz von MARTIN berechnete. Dieser wird ohnehin für die bei vollständig einphasiger Durchströmung angewendet. Nach einem Vergleich beider Berechnungsergebnisse wird der höhere Wert verwendet. Es wird vorausgesetzt, dass der Wärmeübergang durch die kombinierte Absorption/Kondensation gegenüber der einphasigen Strömung nur verbessert werden kann.

## 6 Fazit

Innerhalb der vorliegenden Arbeit wurden die Inbetriebnahme und die Untersuchung einer Hybrid Absorption-Compression Heat Pump (HACHP) vorgestellt. Der zugrunde liegende Kreisprozess entspricht dem Osenbrück-Kreislauf. Ein wesentlicher Vorteil dieses Konzeptes ist der hohe Temperaturhub bei moderatem Druckverhältnis. Außerdem wirkt sich der Temperaturgleit bei der Wärmeübertragung günstig durch eine reduzierte Entropieerzeugungsrate aus, wodurch der Wirkungsgrad steigt. Beides sind Vorteile gegenüber einfachen Kompressionsanlagen.

Das verwendete Arbeitsfluid ist ein Stoffgemisch aus dem natürlichen Kältemittel  $\text{NH}_3$  und dem Lösungsmittel  $\text{H}_2\text{O}$  mit vernachlässigbarem GWP und ODP. Beide Stoffe zeichnen sich durch ähnlich gute thermodynamische Eigenschaften wie eine hohe volumetrische Kälteleistung und eine hohe Verdampfungsenthalpie aus.

Auslegung und Auswahl der Komponenten erfolgten anhand einer Simulationsberechnung nach dem Modell von MERSMANN [82]. Dieses ermöglicht die Lösung von Energie-, Massen- und Komponentenbilanzen für die einzelnen Apparate. Ein besonderes Augenmerk lag auf der Entwicklung und Untersuchung der Verteilerdüse, mit der ein möglichst gleichmäßig verteilter Fallfilm innerhalb des Resorber-Plattenwärmeübertragers erzeugt wird. Als Herausforderung erwies sich dabei, dass die Verteilstruktur des PWÜ für eine Fehlverteilung bei symmetrischer Eindüsung sorgt. Um dem entgegen zu wirken, wurde eine asymmetrische Bohrungsanordnung gewählt. Es wurde festgestellt, dass eine gleichmäßige Verteilung der Flüssigkeit eher möglich war, wenn Platten mit hartem Prägungswinkel ( $63^\circ$ ) eingesetzt wurden. Dies wurde in Verteilungsversuchen beobachtet und durch die Ergebnisse der Leistungsmessung der Versuchsanlage bestätigt.

Der aus der Literatur bekannte Einfluss der Modelle für Transportgrößen des Arbeitsstoffgemisches wurde auch in dieser Arbeit bestätigt. Sowohl bei der Auswertung der Versuchsdaten, als auch bei der numerischen Simulation, kam es zu Unterschieden in den Ergebnissen von bis zu 20 % durch die Variation des Modells einer Transportgröße. Als Haupteinflussgröße wurde die Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Lösung ermittelt. Die literaturbekannten Modelle von EL SAYED [66] und FILIPOV [71] wurden implementiert und untersucht, wobei letzterer in 75 % der Fälle weniger als 8 % Abweichung zeigt. Dagegen zeigen die mit dem Modell von EL SAYED berechneten Werte in 75 % der Fälle Abweichungen von 16 % (Abb. 5.5). Weiterhin wurde für die gasförmige Wärmeleitfähigkeit das Modell von MASON [116] verwendet. Es wurde festgestellt, dass der Einfluss des Viskositätsmodells weniger ausgeprägt ist. Hier wurden der Berechnungsansatz von EL SAYED [66] für die Gasphase und WILKE [117] für die Flüssigphase verwendet.

Bei Einsatz von Wärmeübertragerplatten mit einem weichen Prägungswinkel von  $27^\circ$  wurde eine maximale Leistung von 46 kW bei einer Vorlauftemperatur des Sekundärmediums von  $40^\circ\text{C}$  erzielt. Dabei betrug der Massenstrom der absorbierenden  $\text{NH}_3$ -

armen Lösung 0,199 kg/s und der Massenstrom des absorbierten  $\text{NH}_3$ -reichen Dampfes 0,039 kg/s. Von den drei verschiedenen untersuchten Zusammensetzungen der armen Lösung entsprach dies dem höchsten Wert von 0,4642 %  $\text{NH}_3$ -Massenanteil. In Abb. 6.1 sind alle während der gesamten Untersuchung dokumentierten Betriebszustände der Versuchsanlage abgebildet. Es ist ein direkter Zusammenhang der abgegebenen Resorber-Leistung  $\dot{Q}_{\text{RES}}$  und der Verdichter-Drehzahl zu erkennen. Dabei hängt von der Verdichter-Drehzahl der Dampf-Massenstrom ab, der für die Absorption zur Verfügung steht. Mit diesem steigt die Resorber-Leistung. Ein weiterer Zusammenhang besteht zwischen dem Hochdruck  $p_{\text{HD}}$  und dem Temperaturhub  $\Delta T_{\text{Hub}}$ . Durch einstellen des Hochdruckes über die Stellung des Expansionsventils wird der Temperaturhub gesteuert, welcher an dieser Stelle als die Differenz der beiden Austrittstemperaturen auf der Sekundärseite definiert ist:  $\Delta T_{\text{Hub}} = T_{14} - T_{12}$  (vgl. dazu Abb. 3.2). Es wird somit betrachtet, bis zu welcher Temperatur auf Seite der Wärmesenke aufgeheizt werden kann, während auf der Seite der Wärmequelle abgekühlt wird. Bei steigendem Druck im Resorber steigt die mögliche Kondensationstemperatur und damit der Temperaturhub.

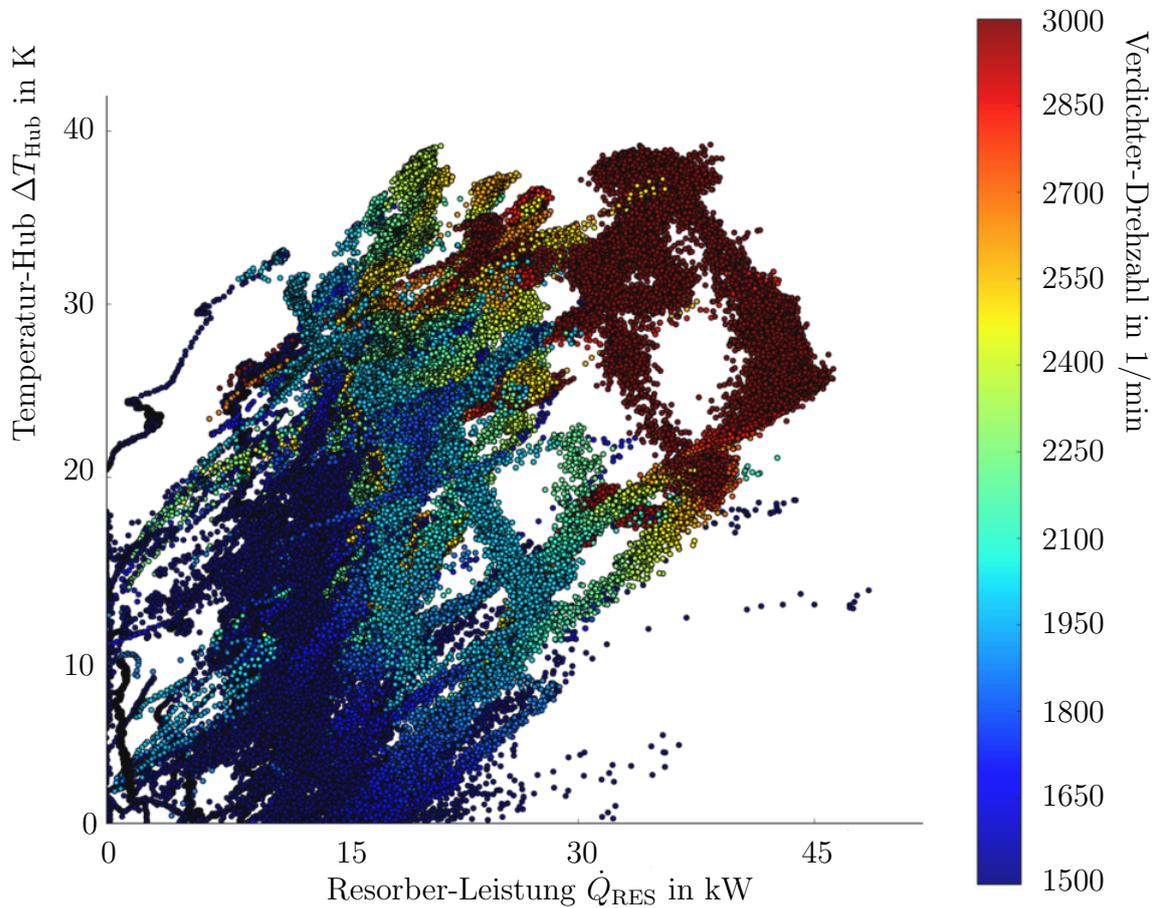


Abbildung 6.1:  $\dot{Q}$ , $T$ -Diagramm der HACHP-Versuchsanlage

Demgegenüber war es bei Einsatz von Platten mit hartem Prägungswinkel und einem  $\text{NH}_3$ -Massenanteil der armen Lösung von 41,15 % möglich, einen Dampf-Massenstrom

---

0,0315 kg/s durch einen Massenstrom armer Lösung von 0,085 kg/s zu absorbieren. Dies resultierte in einer etwa 25 % höheren Leistung von 50,6 kW, bei einer Vorlauftemperatur des Sekundärmediums von 40 °C.

Es besteht somit ein deutlicher Einfluss des Prägungswinkels auf die Güte des Wärmeüberganges und damit auf die Gesamtleistung der Versuchsanlage. Dies lässt sich, aufgrund der Erkenntnisse aus den Versuchen mit der Verteilerdüse, durch eine gleichmäßigere Verteilung der absorbierenden armen Lösung begründen. Es zeigt zudem, welche Bedeutung den Wärmeübertragern und deren guter Auslegung zukommt.

Neben der erwähnten Fehlverteilung der armen Lösung kommt es außerdem zu einer Ungleichverteilung des Gasmassenstromes über die einzelnen Plattenspalte. Dieser Effekt ist durch das Profil der Temperaturen am Einlass in die Plattenkanäle messbar. In Anlehnung daran wurde ein Algorithmus zur Berechnung der Verteilung des Gasmassenstromes auf die einzelnen Spalte entwickelt und in das Auswertungsprogramm integriert. Weiterhin kommt es durch die stärkere Kühlung der Arbeitsfluid-Randspalte zu einem stärkeren Absorptionseffekt. In diesen Spalten wirkt die hydrostatische Flüssigkeitssäule dem Reibungsdruckverlust entgegen, sodass der resultierende Druckverlust geringer ist als in den anderen Spalten.

Dieser Effekt wurde gleichermaßen durch die Simulation des Resorbers bestätigt. Dabei wurde der Berechnungsansatz für den Wärmeübergang des Arbeitsfluides von SARDESAI [2] verwendet und mit einem an Messdaten angepassten Modell von GRABENSTEIN [1] für den Druckverlust kombiniert. Die Messdaten konnten dabei innerhalb eines Toleranzbandes von 15 % wiedergegeben werden, wobei die Abweichungen für Berechnungen mit weichem Prägungswinkel geringer sind. Eine Verbesserung der Ergebnisse konnte durch die Integration eines Stoffübergangsmodells innerhalb der Gasphase von 0,5 % bis zu einem Dampfgehalt von 3 % erreicht werden. Darüber hinaus sind die Ergebnisse nahezu identisch.

Parallel zur integralen Betrachtung des Wärmeüberganges wurden die Platten des Resorber-Wärmeübertragers mit Temperatursensoren instrumentiert, um den Wärmeübergang lokal auflösen zu können. Dazu wurden Thermoelemente auf die vom Sekundärmedium beströmten Platten gelötet. Diese wurden an der jeweiligen Stelle in Paaren angeordnet. Die Erfassung der Wandtemperatur geschah durch das Thermoelement, dessen Kopf direkt auf der Platte befestigt war. Mit einem weiteren wurde die Temperatur der Kernströmung gemessen. Aus der Differenz der Strömungs- und Wandtemperaturen konnte die lokale Wärmestromdichte und anschließend der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden. Darüber hinaus wurden, im Unterschied zu vorangegangenen Arbeiten, Messungen der Wandtemperatur im unbeströmten Dichtungs-Zwischenraum vorgenommen. Dadurch wurde näherungsweise die Fluid-Temperatur des Arbeitsfluides auf der Gegenseite der Platte bestimmt.

Als wesentliche Einflussfaktoren auf den Wärmeübergang wurden (neben dem Druckverlust) die äquivalente Re-Zahl, die Pr-Zahl der armen Lösung, der reduzierte Druck und das Verhältnis des Dampfmassenstromes zum Gesamtmassenstrom ermittelt. Letzteres hängt mit dem Dampfgehalt zusammen, wobei der Unterschied darin besteht, dass abhängig von Zusammensetzung, Druck und Temperatur der Absorptionsprozess stattfindet und sich der Dampfgehalt einstellt.

---

Aus den gewonnen Messdaten konnten Korrelationen abgeleitet werden, die sowohl den integralen als auch den lokalen Wärmeübergang im Plattenwärmeübertrager bei der kombinierten Absorption/Kondensation beschreiben. Im Falle des integralen Wärmeüberganges wird nicht zwischen einphasiger und zweiphasiger Strömung differenziert, wohingegen die Korrelation für den lokalen Wärmeübergang ausschließlich bei zweiphasiger Filmströmung mit einem Dampfmassenanteil von bis zu 10 % anzuwenden ist. Des weiteren wurde eine Korrelation für den Reibungsdruckverlust nach dem Modell von *Grabenstein* [1] an die Messdaten angepasst, sodass sich damit der Reibungsdruckverlust in Abhängigkeit der Betriebsparameter vorausberechnen lässt. Dieses Modell wurde außerdem für die Entwicklung eines Simulationsmodells herangezogen, das den in dieser Arbeit experimentell untersuchten Apparat abbildet. Aus den in der Literatur verfügbaren Ansätzen zur Vorausberechnung des Wärmeüberganges wurde der Ansatz von *Sardesai* [2] gewählt. Das Simulationsmodell gibt die experimentellen Daten mit einer Abweichung von maximal  $\pm 15\%$  wieder.

# Literaturverzeichnis

- [1] GRABENSTEIN, Volker: *Berichte aus dem Institut für Thermodynamik*. Bd. 2: *Experimentelle Untersuchung und Modellierung der Kondensation in Plattenwärmeübertragung*. neue Ausg. Garbsen : TEWISS, 2014. – ISBN 3944586581
- [2] SARDESAI, R. G.; SHOCK, R. A. W. ; BUTTERWORTH, D.: Heat and mass transfer in multicomponent condensation and boiling. In: *Heat transfer engineering* 3 (1982), Nr. 3-4, S. 104–114
- [3] AGENTUR FÜR ERNEUERBARE ENERGIEN E.V. (Hrsg.): *Endenergieträger für industrielle Prozesswärme 2016*
- [4] REISSNER, FLORIAN: *Development of a Novel High Temperature Heat Pump System*, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU), Doctoralthesis, 2015
- [5] ZHANG, Xinxin; HE, Maogang ; ZHANG, Ying: A review of research on the Kalina cycle. In: *Renewable and sustainable energy reviews* 16 (2012), Nr. 7, S. 5309–5318
- [6] STOKAR VON NEUFORN, MARKUS RUDOLF: *Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf*. Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation, 1986
- [7] GROLL, Eckhard A.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen von Kompressionskältemaschinen mit Lösungskreislauf*. Hannover, Universität Hannover, Diss., 1994
- [8] MINEA, V.; CHIRIAC, F.: Hybrid Absorption Heat Pump with Ammonia/Water Mixture—some design guidelines and district heating application. In: *International Journal of Refrigeration* 29 (2006), Nr. 7, S. 1080–1091
- [9] MALEWSKI, Werner F.: Integrated Absorption and Compression Heat Pump Cycle using Mixed Working Fluid Ammonia and Water. In: *2nd International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps in Graz, September 1988*. 1988, S. 35–44
- [10] BERGMANN, G.; HIVESSY, G.: Applications and efficiency of heat pump systems. In: *Proceedings of the 4th International Conference*. 1990
- [11] TORSTENSSON, H.; NOWACKI, J.: Environment-Friendly Technologies for the 21st Century. In: *Proceedings of Absorption Heat Pump Conference 1991*. 1991

- 
- [12] HANNL, David; RIEBERER, René: Absorption/Compression Cycle for High Temperature Heat Pumps - Simulation Model, Prototype Design and Initial Experimental Results. In: *Proceedings 11th IEA Heat Pump Conference*. 2014, S. 1–12
- [13] MERKEL, Nina: *Absorptionswärmewandlung unter Verwendung ionischer Flüssigkeiten als Absorbentien*. 1. Auflage. München : Dr. Hut, 2016 (Verfahrenstechnik). – ISBN 3843925178
- [14] BRUNIN, O.; FEIDT, M. ; HIVET, B.: Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump. In: *International Journal of Refrigeration* 20 (1997), Nr. 5, S. 308–318. [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(97\)00025-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00025-X). – DOI 10.1016/S0140-7007(97)00025-X
- [15] STEIN RUNE NORDTVEDT: *Experimental and theoretical study of a compression/absorption heat pump with ammonia/water as working fluid*. Trondheim, Norwegian University of Science and Technology, Dissertation, 2005
- [16] JUNG, Chung W.; AN, Seung S. ; KANG, Yong T.: Thermal performance estimation of ammonia-water plate bubble absorbers for compression/absorption hybrid heat pump application. In: *Energy* 75 (2014), S. 371–378. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.086>. – DOI 10.1016/j.energy.2014.07.086. – ISSN 03605442
- [17] BAEHR, Hans D.; KABELAC, Stephan: *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*. 16., aktualisierte Aufl. 2017. Berlin and S.l. and Berlin and S.l. : Springer Berlin, 2017 (Lehrbuch). – ISBN 3662495686
- [18] ESSER, A.; SENFUSS, F.: *Final Report “Evaluation of Primary Energy Factor Calculation Options for Electricity”*. 2016
- [19] DOHMANN, Joachim: *Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen*. Bd. 1. Springer, 2016
- [20] NIEBERGALL, Wilhelm: *Handbuch der Kältetechnik*. Bd. 7: *Sorptions-Kältemaschinen*. Repr. [d. Ausg.] Berlin, Göttingen, Heidelberg, Springer, 1959. Berlin [u.a.] : Springer, 1981. – ISBN 9780387024042
- [21] EDER, Wolfgang; MOSER, Franz: *Die Wärmepumpe in der Verfahrenstechnik*. Springer-Verlag, 1979
- [22] IFA - INSTITUT FÜR ARBEITSSCHUTZ DER DEUTSCHEN GESETZLICHEN UNFALLVERSICHERUNG: GESTIS Stoffdatenbank - Ammoniak, wässrige Lösung. [http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis\\_de/001750.xml?f=templates\\$fn=default-doc.htm\\$3.0](http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/001750.xml?f=templates$fn=default-doc.htm$3.0), Abruf: 23.10.2018

- 
- [23] IFA - INSTITUT FÜR ARBEITSSCHUTZ DER DEUTSCHEN GESETZLICHEN UNFALLVERSICHERUNG: GESTIS Stoffdatenbank - Ammoniak, wasserfrei. [http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis\\_de/001100.xml?f=templates\\$fn=default-doc.htm\\$3.0](http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/001100.xml?f=templates$fn=default-doc.htm$3.0), Abruf: 23.10.2018
- [24] POP, M. G.: 7.5 Gcal/h hot household water preparation facility with an absorption-compression heat pump. In: *Symposium on Rational Utilization of Secondary Forms of Energy in the Economy, particularly in Industry*. 1983
- [25] MUČIĆ, V: Compression-Absorption Heat Pumps. In: *Proceedings of the 3rd International Energy Agency Heat Pump Conference, Tokyo, Japan*. 1990
- [26] BAKSAAS, H. S.; GRANDUM, S.: Initial Tests of High Temperature Absorption/Compression Heat Pump. In: *Proceedings of the Int. Sorption Heat Pump Conference, Munich, Germany, March 24-26 1999*
- [27] SVEINE, T.; GRANDUM, S. ; BAKSAAS, H. S.: Design of high temperature absorption/compression heat pump. In: *Natural Working Fluids* 98 (1998), S. 491–500
- [28] WATANABE, Choyu; IKEGAME, Toru; IMAGAWA, Takuya; NAKASHIMA, Yuta; HAYASHI, Yuta ; YAMAMOTO, Taishi: Theoretical and Experimental Study on High-Temperature Heat Pumps Using a Low GWP Refrigerant. In: *Proceedings 12th IEA Heat Pump Conference*. 2017
- [29] SAITO, Kiyoshi: Latest heat pump technologies in Japan. In: *Proceedings 12th IEA Heat Pump Conference*. 2017
- [30] JUHASZ, Jason R.: Novel Working Fluid, HFO-1336mzz(E), for Use in Waste Heat Recovery Application. In: *Proceedings 12th IEA Heat Pump Conference*. 2017
- [31] GRIFT, Jan M.: Flexible heat supply and sustainability. In: *Proceedings 12th IEA Heat Pump Conference*. 2017
- [32] FUKUDA, Sho; KONDOU, Chieko; TAKATA, Nobuo ; KOYAMA, Shigeru: Thermodynamic Analysis on High Temperature Heat Pump cycles using Low-GWP refrigerants for Heat recovery. In: *Proceedings 12th IEA Heat Pump Conference*. 2017
- [33] NAEGLER, Tobias; SIMON, Sonja; GILS, Hans C. ; KLEIN, Martin: Potenziale für erneuerbare Energien in der industriellen Wärmeerzeugung. In: *BWK* 06/2016 (2016), S. 20–24
- [34] WOLF, Stefan; FAHL, U.; BLES, M.; VOSS, A. ; JAKOBS, Rainer; INSTITUT FÜR ENERGIEWIRTSCHAFT UND RATIONALE ENERGIEANWENDUNG (Hrsg.): *Analyse des Potenzials von Industrie-Wärmepumpen in Deutschland: Forschungsbericht*. Stuttgart, 2014

- [35] JENSEN, Jonas K.; OMMEN, Torben; MARKUSSEN, Wiebke B. ; ELMGAARD, Brian: Design of serially connected ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps for district heating with the utilisation of a geothermal heat source. In: *29th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems* International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 2016
- [36] OMMEN, Torben S.; MARKUSSEN, Christen Malte; REINHOLDT, L. ; ELMGAARD, Brian: Thermoeconomic comparison of industrial heat pumps. (2011), S. 3903–3910
- [37] JENSEN, Jonas K.; REINHOLDT, Lars; MARKUSSEN, Wiebke B. ; ELMGAARD, Brian: Investigation of ammonia/water hybrid absorption/compression heat pumps for heat supply temperatures above 100 C. In: *International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC 2014)*, 2014, S. 311–320
- [38] KÆRN, M. R.; MODI, A.; JENSEN, J. K. ; HAGLIND, F.: An Assessment of Transport Property Estimation Methods for Ammonia–Water Mixtures and Their Influence on Heat Exchanger Size. In: *International Journal of Thermophysics* 36 (2015), Nr. 7, S. 1468–1497. <http://dx.doi.org/10.1007/s10765-015-1857-8>. – DOI 10.1007/s10765-015-1857-8. – ISSN 0195-928X
- [39] NEWTON, Isaac: Scala Graduum Caloris. Calorum Descriptiones & Figna. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* 22 (1700), Nr. 260-276, S. 824–829. <http://dx.doi.org/10.1098/rstl.1700.0082>. – DOI 10.1098/rstl.1700.0082. – ISSN 0261-0523
- [40] MEYER, T.: Analytical solution for combined heat and mass transfer in laminar falling film absorption with uniform film velocity - diabatic wall boundary. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 80 (2015), S. 802–811. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.049>. – DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.049. – ISSN 00179310
- [41] FOURIER, Jean Baptiste J.: *Théorie Analytique de la Chaleur*. Paris, 1822
- [42] NUSSELT, Wilhelm: *Das Grundgesetz des Wärmeüberganges*. 1915
- [43] SHAH, M. M.: A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. In: *International Journal of heat and mass transfer* 22 (1979), Nr. 4, S. 547–556
- [44] SHAH, M. M.: An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes. In: *Hvac&R Research* 15 (2009), Nr. 5, S. 889–913

- [45] NUMRICH, Reiner: *Stoff-, Wärme- und Impulsaustausch bei der Kondensation von Ein- und Mehrkomponentensystemen*. Als Ms. gedr. Aachen : Shaker, 1994 (Berichte aus der Verfahrenstechnik). – ISBN 9783826502170
- [46] MÜLLER, Jürgen: *Wärmeübertragung bei der Filmkondensation und seine Einordnung in Wärme- und Stoffübertragungsvorgänge bei Filmströmungen*. VDI-Verlag, 1992
- [47] GRIMLEY, S. S.: *Liquid flow conditions in packed towers*, University of London (Imperial College of Science and Technology), Diss., 1947
- [48] KUTATELADZE, Samson S.: *Fundamentals of heat transfer*. (1964)
- [49] KUTATELADZE, Samson S.; GOGONIN, II: Heat transfer in film condensation of slowly moving vapour. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (1979), Nr. 12, S. 1593–1599
- [50] COLBURN, Allan P.; DREW, Thomas B.: *The condensation of mixed vapors*. 1937
- [51] SILVER, L: Gas cooling with aqueous condensation. In: *Trans. Inst. Chem. Engrs.* 25 (1947), S. 30–42
- [52] BELL, Kenneth J.: An approximate generalized design method for multicomponent/partial condensers. In: *AIChE Symp. Ser.* Bd. 69, 1972, S. 72–79
- [53] KERN, Donald Q.: *Process heat transfer*. Tata McGraw-Hill Education, 1950
- [54] NUMRICH, Reiner: *Die partielle Kondensation eines Wasserdampf/Luftgemisches im senkrechten Rohr bei Drücken bis 21 bar*. VDI D@: usseldorf, 1988
- [55] BOYKO, L. D.; KRUSHILIN, G. N.: Heat transfer and hydraulic resistance during condensation of steam in a horizontal tube and in a bundle of tubes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 10 (1967), Nr. 3, S. 361–373
- [56] PRICE, Brian C.: *Design of binary vapor condensers using the Colburn-Drew equations: Oklahoma State University*, Oklahoma State University, Diss., 1973
- [57] DJORDJEVIC, E.; KABELAC, S.: Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008), Nr. 25-26, S. 6235–6242
- [58] TABOAS, Francisco; VALLES, Manel; BOUROUIS, Mahmoud ; CORONAS, Alberto: Assessment of boiling heat transfer and pressure drop correlations of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger. In: *international journal of refrigeration* 35 (2012), Nr. 3, S. 633–644
- [59] STEINER, D.: Wärmeübertragung beim Sieden gesättigter Flüssigkeiten (Abschnitt Hbb). In: *VDI-Wärmeatlas; Springer Verlag: Berlin, Germany* (2006)

- [60] BAERNS, Manfred; BEHR, Arno; BREHM, Axel; GMEHLING, Jürgen; HOFMANN, Hanns ; ONKEN, Ulfert: *Technische chemie*. John Wiley & Sons, 2013
- [61] POLING, Bruce E.; PRAUSNITZ, J. M. ; O'CONNELL, John P.: *The properties of gases and liquids*. 5th ed. New York : McGraw-Hill, 2001. – ISBN 9780070116825
- [62] FICK, Adolf: Über Diffusion. In: *Annalen der Physik* 170 (1855), Nr. 1, 59–86. <http://dx.doi.org/10.1002/andp.18551700105>. – DOI 10.1002/andp.18551700105. – ISSN 1521–3889
- [63] KRAUME, Matthias: *Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik: Grundlagen und apparative Umsetzungen*. 2. Aufl. 2012. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2012. – ISBN 3642251498
- [64] THORIN, Eva: Thermophysical properties of ammonia–water mixtures for prediction of heat transfer areas in power cycles. In: *International journal of thermophysics* 22 (2001), Nr. 1, S. 201–214
- [65] CONDE, M.: *Thermophysical Properties of NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O Solutions for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment*. Zürich, 2006
- [66] EL-SAYED, Y. M.; TRIBUS, M.: Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures theoretical implementation for use in power cycles analysis. In: *Analysis of Energy Systems—Design and Operation* (1985), S. 89–96
- [67] PLANK, Rudolf; STEIMLE, Fritz ; STEPHAN, Karl: *Handbuch der Kältetechnik*. Springer, 1988
- [68] FRANK, Marco J. W.; KUIPERS, Johannes A. M. ; VAN SWAAIJ, WIM P. M.: Diffusion Coefficients and Viscosities of CO<sub>2</sub> + H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub> + CH<sub>3</sub>OH, NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O, and NH<sub>3</sub> + CH<sub>3</sub>OH Liquid Mixtures. In: *Journal of Chemical & Engineering Data* 41 (1996), Nr. 2, S. 297–302. <http://dx.doi.org/10.1021/je950157k>. – DOI 10.1021/je950157k. – ISSN 0021–9568
- [69] LIU, Jinzhao; WANG, Shujuan; HARTONO, Ardi; SVENDSEN, Hallvard F. ; CHEN, Changhe: Solubility of N<sub>2</sub> O in and Density and Viscosity of Aqueous Solutions of Piperazine, Ammonia, and Their Mixtures from (283.15 to 323.15) K. In: *Journal of Chemical & Engineering Data* 57 (2012), Nr. 9, S. 2387–2393. <http://dx.doi.org/10.1021/je300102d>. – DOI 10.1021/je300102d. – ISSN 0021–9568
- [70] PINEVIC, G.: Die Zähigkeit von flüssigen Ammoniak-Wassergemischen. In: *Kältetechnik* 2 (1950), S. 29–30
- [71] FILIPPOV, L. P.; NOVOSELOVA, N. S.: Vest Mosk Univ, Ser Fiz Mat Estestv Nauk (1955)(3) 10 (2) 37~ 40. In: *Chem Abstr* Bd. 49, 1955, S. 11366

- [72] SHAMSETDINOV, F. N.; ZARIPOV, Z. I.; ABDULAGATOV, I. M.; HUBER, M. L.; GUMEROV, F. M.; GABITOV, F. R. ; KAZAKOV, A. F.: Experimental study of the thermal conductivity of ammonia + water refrigerant mixtures at temperatures from 278 K to 356 K and at pressures up to 20 MPa. In: *International Journal of Refrigeration* 36 (2013), Nr. 4, S. 1347–1368. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.02.008>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2013.02.008. – ISSN 01407007
- [73] GAO, K.; WU, J.; BELL, I.H. ; LEMMON, E.W.: Thermodynamic properties of ammonia for temperatures from the melting line to 725 K and pressures to 1000 MPa. In: *J. Phys. Chem. Ref. Data*
- [74] WAGNER, Wolfgang; PRUSS, Andreas: The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. In: *Journal of physical and chemical reference data* 31 (2002), Nr. 2, S. 387–535
- [75] KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan ; PRAMUANJAROENKIJ, Anchasa: *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC press, 2002
- [76] MARTIN, Holger: A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. In: *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* 35 (1996), Nr. 4, S. 301–310
- [77] LOCKHART, RW; MARTINELLI, RC: Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. In: *Chem. Eng. Prog* 45 (1949), Nr. 1, S. 39–48
- [78] CHISHOLM, D.: A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 10 (1967), Nr. 12, S. 1767–1778. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(67\)90047-6](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(67)90047-6). – DOI 10.1016/0017-9310(67)90047-6. – ISSN 00179310
- [79] GODA, Hiroshi; HIBIKI, Takashi; KIM, Seungjin; ISHII, Mamoru ; UHLE, Jennifer: Drift-flux model for downward two-phase flow. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003), Nr. 25, S. 4835–4844
- [80] SCHMIDT, Holger: Berechnung der Phasenanteile bei Gas-Flüssigkeitsströmungen. In: *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen* (2018), S. 1–10
- [81] OSENBRÜCK, August: *Verfahren zur Kälteerzeugung bei Absorptionsmaschinen*. 1895
- [82] MERSMANN, Iris; KABELAC, Stephan: Simulation of a Hybrid Ammonia/Water High Temperature Heat Pump. In: *ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference* January 4-6, 2010, Mumbai, India (2010)
- [83] BITZER KÜHLMASCHINEN GMBH: *Firmen-Website*. [www.bitzer.de](http://www.bitzer.de)

- [84] FORSCHUNGSZENTRUM FÜR KÄLTETECHNIK UND WÄRMEPUMPEN; FKW - FORSCHUNGSZENTRUM FÜR KÄLTETECHNIK UND WÄRMEPUMPEN GMBH (Hrsg.): *Entwicklung einer Absorptions-Kompressionswärmepumpe mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser für die Anwendung als Hochtemperatur-Wärmepumpe: Schlussbericht*. Hannover,
- [85] ALTENKIRCH, E.: Die Kompressions-Kältemaschine mit Lösungskreislauf. In: *Kältetechnik* (1950), Nr. 12, S. 310–315
- [86] AYUB, Zahid H.: *Distributor For Plate Heat Exchanger: United States Patent*
- [87] HUGHES, Gregory G.; STRUSS, Rodney A. ; BOERO, Michael J.: *Evaporator: United States Patent*
- [88] BOUROUIS, Mahmoud; CORONASSALCEDO, Alberto; VALLES RAQUERA, Joan M. ; ZAMORA GARCIA, Migueal: *Air/Water or Water/Water Absorption Water Cooler Using Ammonia and Lithium Nitrate: Europäische Patentschrift*
- [89] PETER, Thomas; SANDER, Heinz; STECK, Andreas; TREFFINGER, Peter ; GUO, Zhangeng: *Wärmetauschverfahren und Wärmetauscher: Europäische Patentschrift*
- [90] KRAUSE, THILO: *Entwicklung einer Verteilvorrichtung zur Erzeugung eines Riesel Films in einem Plattenwärmeübertrager*. Hannover, Leibniz-Universität Hannover, Bachelorarbeit, 2018
- [91] TRICHÉ, Delphine; BONNOT, Sylvain; PERIER-MUZET, Maxime; BOUDÉHENN, François; DEMASLES, Hélène ; CANEY, Nadia: Modeling and Experimental Study of an Ammonia-water Falling Film Absorber. In: *Energy Procedia* 91 (2016), S. 857–867. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2016.06.252>. – DOI 10.1016/j.egypro.2016.06.252. – ISSN 18766102
- [92] OIML, ISO BIMP I.: Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (GUM)—Supplement 1: Numerical methods for the propagation of distributions International, 2004
- [93] PESCH, B.: *Messunsicherheit: Basiswissen für Einsteiger und Anwender*. Books on Demand, 2010 (Grundlagen der Metrologie). <https://books.google.de/books?id=jFWgcQAACAAJ>. – ISBN 9783839190265
- [94] STEGMANN, Jan: *Experimentelle Untersuchung und Messunsicherheitsanalyse des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei der Absorption ammoniakreichen Dampfes durch wässrige Lösung in einem Plattenwärmeübertrager*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Studienarbeit, 2018
- [95] Norm DIN EN 60584:2013-1 . *Thermoelemente – Teil 1: Thermospannungen und Grenzabweichungen*
- [96] NATIONAL INSTRUMENTS: *NI 9217 Datasheet*

- [97] DEUTSCHE AKKREDITIERUNGSSTELLE DAKKS: *Bestimmung von Thermometerkennlinien, DAkkS-DKD-R 5-6*. 2010
- [98] WIKA ALEXANDER WIEGAND SE & CO KG: *Kalibrierschein des Kolbenmanometers Auftragsnummer RNM0045547*. 2010
- [99] MARKMANN, Benjamin; TOKAN, Taylan; LOTH, Maximilian; STEGMANN, Jan; HARTMANN, Karl-Heinz; KRUSE, Horst ; KABELAC, Stephan: Experimental results of an absorption-compression heat pump using the working fluid ammonia/water for heat recovery in industrial processes. In: *International Journal of Refrigeration* 99 (2019), S. 59–68
- [100] KANG, Yong T.; AKISAWA, Atsushi ; KASHIWAGI, Takao: Experimental correlation of combined heat and mass transfer for  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  falling film absorption. In: *International Journal of Refrigeration* 22 (1999), Nr. 4, S. 250–262. [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00076-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00076-0). – DOI 10.1016/S0140-7007(98)00076-0. – ISSN 01407007
- [101] FRONK, Brian M.; GARIMELLA, Srinivas: Condensation of ammonia and high-temperature-glide ammonia/water zeotropic mixtures in minichannels – Part I: Measurements. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 101 (2016), S. 1343–1356. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.049>. – DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.049. – ISSN 00179310
- [102] TILLNER-ROTH, Reiner; FRIEND, Daniel G.: A Helmholtz Free Energy Formulation of the Thermodynamic Properties of the Mixture Water + Ammonia. In: *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 27 (1998), Nr. 1, S. 63–96. <http://dx.doi.org/10.1063/1.556015>. – DOI 10.1063/1.556015. – ISSN 0047-2689
- [103] MARTIN, Holger; DIETRICH, Benjamin ; NICKOLAY, Markus: *Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern*. Springer, 2018
- [104] LÉVÊQUE, André: *Les lois de la transmission de chaleur par convection...*, Diss., 1928
- [105] BASSIOUNY, Mohamed K.: *Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 6, Energietechnik/Wärmetechnik*. Bd. Nr. 181: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen über Mengenstromverteilung, Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeaustauschern*. Düsseldorf : VDI Verlag, 1985. – ISBN 9783181481066
- [106] BÖTTGER, Arne: *Experimentelle Untersuchung des lokalen Wärmeübergangs bei der Absorption von ammoniakreichem Dampf durch wässrige Lösung in einem Plattenwärmeübertrager*. Bachelorarbeit, Leibniz Universität Hannover, Institut für Thermodynamik, 2018

- [107] BERNOULLI, Daniel: *Hydrodynamica: sive de viribus et motibus fluidorum commentarii*. Johannis Reinholdi Dulseckeri, 1738
- [108] NUSSELT, Wilhelm: Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. In: *VDI-Zeitschriften* 60 (1916), S. 27–28
- [109] ROUHANI, S Z.; AXELSSON, Eva: Calculation of void volume fraction in the sub-cooled and quality boiling regions. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 13 (1970), Nr. 2, S. 383–393
- [110] ZIVI, S. M.: Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production. In: *Journal of heat transfer* 86 (1964), Nr. 2, S. 247–251
- [111] MARGAT, L.; THONON, B. ; TADRIST, L.: Heat transfer and two phase flow characteristics during convective boiling in a corrugated channel. In: *Compact Heat Exchangers for the Process Industry* (1997), S. 323–329
- [112] MITTERMAIER, M.; ZIEGLER, F.: Theoretical evaluation of absorption and desorption processes under typical conditions for chillers and heat transformers. In: *International Journal of Refrigeration* 59 (2015), S. 91–101. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.015>. – DOI 10.1016/j.ijrefrig.2015.07.015. – ISSN 01407007
- [113] KILLION, Jesse D.; GARIMELLA, Srinivas: A critical review of models of coupled heat and mass transfer in falling-film absorption. In: *International Journal of Refrigeration* 24 (2001), Nr. 8, S. 755–797. [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00086-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00086-4). – DOI 10.1016/S0140-7007(00)00086-4. – ISSN 01407007
- [114] YIH, Siu-Ming; CHEN, Kai-Yune: Gas absorption into wavy and turbulent falling liquid films in a wetted-wall column. In: *Chemical engineering communications* 17 (1982), Nr. 1-6, S. 123–136
- [115] KRÜGER, NILS: *Simulation der Absorption von Ammoniakdampf durch wässrige Lösung in einem Plattenwärmeübertrager*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Masterarbeit, 2017
- [116] MASON, E. A.; SAXENA, S. C.: Approximate formula for the thermal conductivity of gas mixtures. In: *The Physics of fluids* 1 (1958), Nr. 5, S. 361–369
- [117] WILKE, C. R.: A viscosity equation for gas mixtures. In: *The journal of chemical physics* 18 (1950), Nr. 4, S. 517–519
- [118] SCHELLER, Gerd: *Messunsicherheit einer Temperaturmesskette: mit Beispielrechnungen*. Jumo, 2003

- [119] Norm DIN EN 60751:2009-5 . *Industrielle Platin-Widerstandsthermometer und Platin-Temperatursensoren*
- [120] *Betriebsanleitung Quecksilber-Barometer nach LAMBRECHT (604)*
- [121] KEM KÜPPERS ELEKTROMECHANIK GMBH: *Kalibrierung von Durchflussmessgeräten nach DIN EN ISO/IEC 17025:2005*
- [122] KEM KÜPPERS ELEKTROMECHANIK GMBH: *Technisches Datenblatt HM E Serie*
- [123] KEM KÜPPERS ELEKTROMECHANIK GMBH: *Technisches Datenblatt MCM 400 Frequenzmessgerät*
- [124] NATIONAL INSTRUMENTS: *NI 9215 Datasheet*

# A Anhang

## A.1 Messplan

MP	Xi	T35	p_HD	V_arm	n	MP	Xi	T35	p_HD	V_arm	n	MP	Xi	T35	p_HD	V_arm	n										
1	40	40	15	14	2400 - 2800	51	50	40	15	14	2800	101	30	40	13	14	2800										
2				13		52				13		102				13											
3				12		53				12		103				12											
4				10,5		54				11		104				11											
5				9,5		55				9		105				9											
6			16	10,5	max = 11,5	3000			56	40	16	11,5			2800	106	30	14	10	3000							
7						2800			57						2800	107				2800							
8						2600			58						2600	108				2600							
9						2400			59						2400	109				2400							
10						2200			60						2200	110				2200							
11					15	10,5			max = 14,3			3000			61	50				15	14,3	2800	111	30	13	10	3000
12												2800			62							2800	112				2800
13												2600			63							2600	113				2600
14												2400			64							2400	114				2400
15												2200			65							2200	115				2200
XY		14	6,5	3000	66	40	14	max =	3000	116	30	12	10	3000													
16		3000	67	2800	117				2800																		
17		2800	68	2600	118				2600																		
18		2600	69	2400	119				2400																		
19		2400	70	2200	120				2200																		
20		2200	71	max =	3000				121	50				16	max =	3000	126	30	50	14	10	3000					
21		3000	72	2800	122				2800																		
22		2800	73	2600	123				2600																		
23		2600	74	2400	124				2400																		
24		2400	75	2200	125				2200																		
25		2200	76	max = 14,5	3000	126	50	15	14,5		2800	127	30		13	10	2800										
26		3000	77	2800	127	2800																					
27		2800	78	2600	128	2600																					
28		2600	79	2400	129	2400																					
29		2400	80	2200	130	2200																					
30		2200	N2	14,5	2000	131			60		14	max =					3000					136	30	14	10	3000	
31		3000	N1	max =	3000	132											2800					137				2800	
32		2800	81	2800	133	2600																					
33		2600	82	2600	134	2400																					
34		2400	83	2400	135	2200																					
35		2200	84	2200	136	3000																					
36		3000	85	10,5	2000	137	2800																				
37		2800	86	~13,2	2250	138	2600																				
38		2600	87	~13,35	2000	139	2400																				
39		2400	88	~13,5	1900	140	2200																				
40		2200	89	~13,5	1800	141	3000																				
XY1		3000	90	~13,25	2200	142	2800																				
XY2		2800	91	3000	143	2600																					
XY3		2600	92	2800	144	2400																					
XY4		2400	93	2600	145	2200																					
41	2200	94	2400	146	3000																						
42	3000	95	1800	147	2800																						
43	2800	96	3000	148	2600																						
44	2600	97	2800	149	2400																						
45	2400	98	2600	150	2200																						
XY5	2200	99	2400	151	3000																						
	3000	100	2200	152	2800																						
	2800	60	14	min -> 16	2600	153	30	15	10	2600	154	2400															
	2600				2350	155				2200																	
	2200				3000	2200																					
	3000				2800																						
	2800				2600																						
	2600			2400																							
	2400			2200																							
	2200			3000																							
2800	2800																										
2600	2600																										
2400	2400																										
2200	2200																										

## A.2 Kalibrierprotokoll DPR 417

Graz, 08.11.2011



<b>Factory Adjustment Protocol</b>	
<b>Determination of the Constants of Transducer</b>	
<b>Type:</b>	<b>DPR 417</b>
<b>Material:</b>	<b>Steel 1.4571/316</b>
<b>Serial Number:</b>	<b>18654_3</b>

### Conditions:

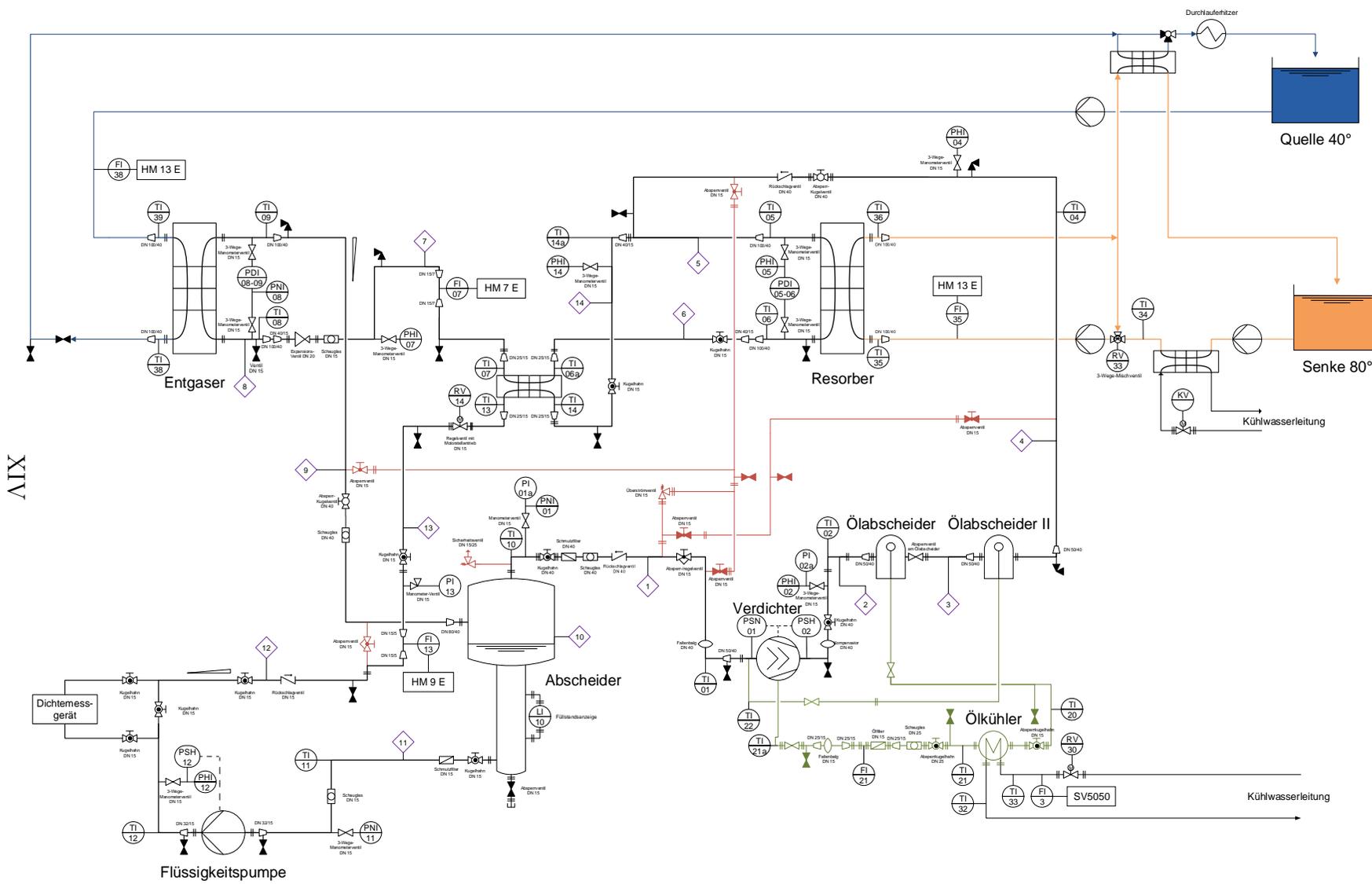
Temperature Limits:	lower	20,0 °C
	upper	50,0 °C

### Measurement of water and air

No	Temp [°C]	DPR period [µs]	DPR	Ref.
			density [g/cm³]	density [g/cm³]
1	49,99	2553,210	0,98803	0,98804
2	44,00	2551,479	0,99063	0,99062
3	38,04	2549,608	0,99295	0,99295
4	32,00	2547,545	0,99502	0,99503
5	26,00	2545,323	0,99677	0,99678
6	19,99	2542,919	0,99821	0,99821
air	23,58	1826,641	0,00116	0,00116
calib	35,00	2548,588	0,99403	0,99403

### Transducer Constants

DA	=	3,207712E-07	(mPDS 4000, 2000 Version 2 and 3, 1000)
DB	=	1,058394E+00	
DA1	=	-4,2441E-04	
DA2	=	-5,3627E-08	
DA3	=	0,0000E+00	
DA	=	3,206868E-07	(mPDS 2000 Version 1)
L	=	-25,08	
H	=	125,06	
M	=	3	



XIX

## A.4 Beispielhaftes Messunsicherheitsbudget

Tabelle A.1: beispielhaftes Messunsicherheitsbudget [94]

1	2	3	4	5	6	7	8
Einflussgröße	besten Schätzwert	Halbweite des Unsicherheitsintervalls	Verteilungsform	Gewichtung	Sensitivitätskoeffizient	Standardunsicherheit der Ausgangsgröße	relative Unsicherheit
$\delta x$	$s$	$a$	$V$	$\sqrt{G}$	$c$	$u$	$w$
$\delta x_1$	$s_1$	$a_1$	$N$	$\sqrt{G_1}$	$c_1$	$a_1\sqrt{G_1}c_1$	$w_1$
$\delta x_2$	$s_2$	$a_2$	$R$	$\sqrt{G_2}$	$c_2$	$a_2\sqrt{G_2}c_2$	$w_2$
$\delta x_n$	$s_n$	$a_n$	$R$	$\sqrt{G_n}$	$c_n$	$a_n\sqrt{G_n}c_n$	$w_n$
		$k$	<b>kombinierte Standard-MU</b>		$u_c$	$u_c$	
$Y$	Ergebnis	2	<b>erweiterte Unsicherheit</b>		$U_{95}$	$U$	$W$

Tabelle A.1 zeigt ein beispielhaftes Messunsicherheitsbudget. Die Einträge des oberen Teils der Tabelle sind dabei wie folgt definiert:

**1 Einflussgröße  $\delta x$**

Auflistung der verschiedenen ermittelten Einflussgrößen.

**2 Schätzwert  $s$**

Schätzwerte der zugehörigen Einflussgrößen. Für gemessene Größen gilt hier der Erwartungswert  $\mu$ .

**3 Halbweite  $a$**

Die Halbweite beschreibt die Größe der einfachen Unsicherheit der Eingangsgröße und lässt sich je nach Verteilungsform mit den in [94] Abschnitt 2.3.3 dargelegten Unsicherheiten beschreiben.

**4 Verteilung  $V$**

In dieser Spalte wird lediglich durch die Angabe eines Buchstaben verdeutlicht,

welche Verteilungsformen diesem Einflussfaktor zu Grunde liegen. Hier wird  $N$  für eine Normalverteilung,  $R$  für eine Rechteckverteilung,  $D$  für eine Dreieckverteilung und  $T$  für eine Trapezverteilung gewählt.

**5 Gewichtung  $\sqrt{G}$**

der Gewichtungsfaktor wird entsprechend der gewählten Verteilung ermittelt. Es gilt  $\sqrt{G_N} = 1$ ,  $\sqrt{G_R} = \frac{1}{\sqrt{3}}$  und  $\sqrt{G_D} = \sqrt{G_T} = \frac{1}{\sqrt{6}}$ .

**6 Sensitivitätskoeffizient  $c$**

diese Spalte enthält die Sensitivitätskoeffizienten, bzw die partiellen Ableitungen, wie sie nach Gleichung (4.5) berechnet werden.

**7 Standard Messunsicherheit  $u$**

Das Produkt aus Halbbreite, Gewichtung und Sensitivitätskoeffizienten  $a \cdot \sqrt{G} \cdot c$  ergibt die Standardmessunsicherheit  $u_i$  bzgl. einer Einflussgröße  $\delta x$ .

**8 relative Unsicherheit  $w$**

beschreibt die relative Unsicherheit einer Eingangsgröße. Diese Angabe ist nicht zwingend notwendig, ermöglicht jedoch einen schnelleren Vergleich über den Anteil einzelner Einflussgrößen an der kombinierten Messunsicherheit.

Der untere Teil der Tabelle fasst die Einflussgrößen zu einer kombinierten Messunsicherheit zusammen. Das Ergebnis eines Messunsicherheitsbudgets wird in der Regel als normalverteilt betrachtet. Der *Erweiterungsfaktor* ( $k$ -Faktor) beschreibt dann die Größe des Vertrauensintervalls um die geforderte Wahrscheinlichkeit von 95 % zu erreichen. Die kombinierte Messunsicherheit  $u_c$  wird, wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, nach Gleichung (4.6) bestimmt. Die erweiterte Unsicherheit  $U_{95}$  gibt die Unsicherheit des 95 %igen Überdeckungsintervalls an und ist das Produkt:  $U_{95} = k \cdot U_{95}$ . Da die in einem Messunsicherheitsbudget ermittelte kombinierte Messunsicherheit  $u_c$  in der Regel als normalverteilt gilt, wird  $k = 2$  gewählt, um ein  $2\sigma$  Vertrauensintervall anzugeben.  $Y$  gibt das Ergebnis der Messung wieder und  $W$  schließlich den relativen Anteil von  $U$  an  $Y$ .

## A.5 Messunsicherheit Pt100

In Anlehnung an [118] werden folgende Einflüsse für die Bemessung einer Temperaturmesskette mittels Widerstandsthermometer summiert:

$$Y = T_{\text{PT}} + \delta M_{\text{F}} + \delta T_{\text{PT}} + \delta M_{\text{A}} + \delta M_{\text{E}} + \delta M_{\text{Th}} + \delta M_{\text{RI}} + \delta R_{\text{AL}} + \delta T_{\text{w}} + \delta_{\text{B}} + \delta T_{\text{a}} + \sigma_{\text{T}}. \quad (\text{A.1})$$

Es bedeuten die einzelnen Terme:

$T_{\text{PT}}$  Temperatur der Messstelle

$\delta M_{\text{F}}$  Wärmeverlust des Temperatursensors: Durch unterschiedliche Mess- und Raumtemperaturen entsteht ein Temperaturgradient entlang des Temperatursensors. Der Fehler wird zu 50 mK geschätzt [118].

$\delta T_{\text{PT}}$  Toleranzklasse nach Herstellerangabe - Klasse A nach DIN EN 60751 mit Toleranzklasse 1/10 DIN (Gleichung (4.11))

$\delta M_{\text{A}}$  Messsignalabweichungen auf Grund ungenügender Austemperierung sind zeitlich abhängige Temperatureffekte, die im Falle eines stationären Messbetriebes wegfallen.

$\delta M_{\text{E}}$  Die Messsignalabweichung auf Grund der Eigenerwärmung des Sensors kann in der Pt100-Klasse vernachlässigt werden [118].

$\delta M_{\text{Th}}$  Die Messsignalabweichung auf Grund von Thermospannungen. Für Widerstandsthermometer der 100  $\Omega$ -Klasse wird der resultierende Fehler für einen Messbereich von 0 bis 100  $^{\circ}\text{C}$  mit ca. 50 mK angenommen [118].

$\delta M_{\text{RI}}$  Die Messsignalabweichung auf Grund eines geringen Isolationswiderstandes: Nach DIN EN 60751 [119] gefertigte Widerstandsthermometer besitzen einen Innenwiderstand  $\geq 100 \text{ M}\Omega$ . Durch den hohen Isolationswiderstand ist dieser Fehler für Pt100-Sensoren zu vernachlässigen [118].

$\delta R_{\text{AL}}$  Der Leitungswiderstand von Widerstandsthermometern ist bei 4-Leiter-Schaltung zu vernachlässigen [118].

$\delta T_{\text{w}}$  Der Verarbeitungsfehler des Messumwandlers NI9217 beträgt maximal 35 mK [96].

$\delta_{\text{B}}$  Die Anzeigeabweichung auf Grund des Einflusses des Eingangswiderstandes (Bürdeneinfluss): Da das Messsignal direkt weiterverarbeitet wird und nicht zusätzlich einer Anzeigeeinheit übergeben wird, entfällt diese Fehlerquelle.

$\delta T_{\text{a}}$  Die Langzeit- bzw. Jahresstabilität der Auswerteelektronik (Abweichungen auf Grund von Bauteilalterung)

$\sigma_{\text{T}}$  Statistischer Unsicherheitseinfluss, der nach [118] zu berücksichtigen ist.

Da die einzelnen Terme  $\delta M_{\mathbf{A}}$ ,  $\delta M_{\mathbf{E}}$ ,  $\delta M_{\mathbf{RI}}$ ,  $\delta R_{\mathbf{AL}}$  und  $\delta_{\mathbf{B}}$ , wie oben erläutert, nicht berücksichtigt werden müssen, vereinfacht sich Gleichung (A.1) wie folgt:

$$Y = T_{\text{PT}} + \delta M_{\text{F}} + \delta T_{\text{PT}} + \delta M_{\text{Th}} + \delta T_{\text{w}} + \delta T_{\text{a}} + \sigma_{\text{T}} \quad (\text{A.2})$$

Daraus ergibt sich mit dem Messunsicherheitsbudget die kombinierte Standardmessunsicherheit  $u_c$  bzw. die erweiterte Unsicherheit  $U_{95}$ . Letztere beschreibt die Unsicherheit für das Vertrauensintervall, in dem 95 % der gemessenen Werte des betreffenden Messwertes liegen. Beispielhaft ist für Messpunkt 51 und den Temperatursensor TI06 das Messunsicherheitsbudget in Tabelle A.2 gegeben:

Tabelle A.2: Messunsicherheitsbudget Pt100-Sensor [94]

$\delta x$	$s$	$a$	$V$	$\sqrt{G}$	$c$	$u$	
<b>TI06 in °C</b>							
$\delta M_{\text{F}}$	0	0,05	$R$	0,58	1	0,0289	
$\delta T_{\text{PT}}$	0	0,0245	$R$	0,58	1	0,0142	
$\delta M_{\text{Th}}$	0	0,05	$R$	0,58	1	0,0289	
$\delta T_{\text{w}}$	0	0,35	$R$	0,58	1	0,2021	
$\delta T_{\text{a}}$	0	0,4	$R$	0,58	1	0,2309	
$\sigma_{\text{T}}$	0	0,1051	$N$	1	1	0,1051	
		$k$	<b>kombinierte Standard-MU</b>			$u_c$	0,3272
<b><math>T</math> in °C</b>	47,6879	2	<b>erweiterte Unsicherheit</b>			$U_{95}$	0,6545

## A.6 Messunsicherheit Drucksensoren

Die gesamte Unsicherheit setzt sich aus folgenden Einflussgrößen zusammen:

$$I_{Pr} = (p_{ges} + \delta p_M + \Delta p_g + \Delta p_t + \delta p_U + \delta p_{W_p} + \delta p_{V_p} + \delta p_{U_{sp}}) \cdot K(p) + \delta I_{PrM} + \sigma I_{Pr} \quad (A.3)$$

$p_{ges}$  Der gesamte Druck eines Messpunktes setzt sich zusammen aus dem Umgebungsdruck  $p_U$  und dem erzeugten Überdruck des Kolbenmanometers  $p_{rel}$ , vgl. Gl. (4.23).

$\delta p_M$  Laut Kalibrierschein des DH 5201 beträgt die erweiterte Messunsicherheit ( $k = 2$ ) 0,01 % vom Messwert. Diese ist jedoch nie weniger als 2,0 mbar und gültig für einen Messbereich von 1 bar bis 100 bar [98]

$\Delta p_g$  Die Korrektur des Einflusses des Erdschwerefeldes von Hannover zum Normal-schwerefeld beträgt 612 Pa.

$\Delta p_t$  Die Abweichung der Umgebungstemperatur zur Bezugstemperatur von 20 °C.

$\delta p_U$  Der herrschende Umgebungsdruck kann nicht unsicherheitsfrei bestimmt werden. Mit dem im Kolbenmanometer verbauten Quecksilberthermometer wird der Umgebungsdruck auf  $\pm 25$  Pa bestimmt [120].

$\delta p_{W_p}$  Abweichungen durch Wiederholungsgenauigkeiten bei gleichbleibendem Versuchsaufbau. Da während der Kalibrierung keine wiederholten Messungen durchgeführt wurden, wird die Abweichung auf 500 Pa geschätzt.

$\delta p_{V_p}$  Abweichungen durch Wiederholungsgenauigkeiten bei unterschiedlichem Versuchsaufbau. Durch fehlende Wiederholung bei der Kalibrierung wird die Abweichung ebenfalls auf 500 Pa geschätzt

$\delta I_{PrM}$  Messunsicherheit des Keithley Multimeters.

$\sigma I_{Pr}$  Statistischer Unsicherheitseinfluss: Standardabweichung aller Messwerte eines Messpunktes.

Daraus ergibt sich für den Kalibrierpunkt von  $p_{rel} = 15$  bar folgendes Messunsicherheitsbudget:

Tabelle A.3: Messunsicherheitsbudget der Kalibrierung des Drucksensors PI05 bei  $p_{\text{rel}} = 15$  bar [94]

$\delta x$	$s$	$a$	$V$	$\sqrt{G}$	$c$	$u$	
$p_{\text{sys}}$ ; in Pa	$1,6E^6$						
$\delta p_M$	0	160,0169	$N$	0,5	$6,4E^{-6}$	$5,1239E^{-4}$	
$\Delta p_g$	612						
$\delta p_U$	0	25	$R$	0,58	$6,4E^{-6}$	$9,24E^{-5}$	
$\delta w_P$	0	500	$R$	0,58	$6,4E^{-6}$	0,0018	
$\delta V_P$	0	800	$R$	0,58	$6,4E^{-6}$	0,003	
$I$ in mA							
$\delta I_M$	0	0,0698	$R$	0,58	1	0,0403	
$\delta Kenn$	0	$9,6E^{-6}$	$R$	0,58	1	$5,54E^{-6}$	
$\sigma I_{Pr}$	0	0,0218	$N$	1	1	0,0218	
		$k$	<b>kombinierte Standard-MU</b>			$u_c$	0,0460
$I$ in mA	14,2559	2	<b>erweiterte Unsicherheit</b>			$U_{95}$	0,0919

Dieses Ergebnis bedeutet, dass bei dem kalibrierten Messpunkt  $p_{\text{rel}} = 15$  bar der Strom, der als Signal vom Sensor geliefert wird, mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % in dem Intervall

$$I = (14,2559 \pm 0,0919) \text{ mA}$$

liegt. Mit Hilfe der Kalibrierkurve erhält man daraus ebenfalls den Unsicherheitsbereich des Sensors in *bar*:

$$p_{\text{abs}} = (16,00 \pm 0,10304) \text{ bar.}$$

Dies entspricht einer relativen Abweichung von 0,6448 %. Auch in den weiteren Messpunkten des Kalibriervorgangs befindet sich die relative Abweichung in einer ähnlichen Größenordnung.

## A.7 Messunsicherheit Volumenstromsensoren

Die Firma KEM KÜPPERS kalibriert die Durchflusssensoren nach der DIN EN ISO/IEC 17025:2005. Das Vorgehen ist dabei im Informationsblatt "Kalibrierung von Durchflussmessgeräten" beschrieben [121].

Die verwendeten Sensoren HM 13 E für die Sekundärfluide an Resorber (*FI35*) und Entgaser (*FI38*) wurden, unter Berücksichtigung ihres *K-Faktors*, zusätzlich am IfT mit einem Messnormal der Firma KROHNE kalibriert. Das Messnormal arbeitet nach dem Coriolis Messprinzip. Das verwendete Coriolis Messgerät trägt die Bezeichnung OPTIMASS 7000, die des dazu verwendeten Messwertaufnehmer/-umformer lautet MFC400. Da diese zwei Geräte häufig zusammen verwendet werden, werden diese standardmäßig als Einheit vereinfacht als OPTIMASS 7400 bezeichnet. Die Sensoren HM 7 E und HM 9 E liegen mit Herstellerkalibrierung vor.

Zur Beschreibung der Unsicherheiten der verwendeten Durchflusssensoren wird die Messstrecke der Sensoren in seine Bestandteile Sensor, Frequenzmesser und Datenerfassungsmodul, zerlegt:

$$Y = \dot{V} + \delta L_{HM} + \delta W_{HM} + \sigma_{\dot{V}} + \delta MG_{MCM} + \delta L_{MCM} + \delta RW_{MCM} + \delta V_{NI} + \delta Off_{NI} \quad (A.4)$$

dabei gilt:

**Messinstrument *HM E*** [122]

$\dot{V}$  Volumenstrom

$\delta L$  Linearitätsfehler des Sensors. Beträgt 1 % des Messwertes  $\dot{V}$

$\delta W$  Abweichung auf Grund von Wiederholbarkeit. Beträgt 0,05 % des Messwerts.

$\sigma_{\dot{V}}$  Standardabweichung der Messung eines Betriebspunktes.

**Frequenzmessgerät *MCM – 400*** [123]

$\delta MG$  Messgenauigkeit des Frequenzmessers. Beträgt 0,02 % vom Endwert

$\delta L$  Linearitätsfehler des Frequenzmessers. Beträgt 0,05 % vom Endwert

$\delta RW$  Fehler auf Grund der Restwelligkeit des Frequenzmessers. Beträgt 0,05 % vom Endwert

**Datenerfassungsmodul *NI – 9215*** [124]

$\delta V$  Verstärkungsfehler vom Datenerfassungsmodul. Beträgt 0,2 % vom Endwert.

$\delta Off$  Offset-Fehler. Beträgt 0,082 % vom Endwert.

Tabelle A.4: Messunsicherheitsbudget des Durchflusssensors FI35 bei MP 51:

$\delta x$	$s$	$a$	$V$	$\sqrt{G}$	$c$	$u$	
$\dot{V}$ in l/min	60,4109						
$\delta L_{\text{HM}}$	0	0,6041	$R$	0,58	1	0,3488	
$\delta W_{\text{HM}}$	0	0,0302	$R$	0,58	1	0,0174	
$\sigma_{\dot{V}}$	0	0,3980	$N$	1	1	0,3980	
$\delta MG_{\text{MCM}}$	0	0,0121	$R$	0,58	1	0,0070	
$\delta L_{\text{MCM}}$	0	0,0302	$R$	0,58	1	0,0174	
$\delta RW_{\text{MCM}}$	0	0,0302	$R$	0,58	1	0,0174	
$\delta V_{\text{NI}}$	0	0,1208	$R$	0,58	1	0,0698	
$\delta Off_{\text{NI}}$	0	0,0495	$R$	0,58	1	0,0286	
		$k$	<b>kombinierte Standard-MU</b>			$u_c$	0,0043
$\dot{V}$ in L/min	60,4109	2	<b>erweiterte Unsicherheit</b>			$U_{95}$	1,0708

Im Messpunkt 51 beträgt der Durchfluss  $\dot{V} = 60,4109 \text{ L/min} \pm 1,0708 \text{ L/min}$  was einer prozentualen Abweichung von 1,7726 % entspricht.

## A.8 Messunsicherheit Dichtesensor

An dieser Stelle wird das Messunsicherheitsbudget für einen beliebigen Messpunkt (hier Messpunkt 51, wie bereits bei PT100) verwendet. Das exemplarische MUB für diesen Messpunkt ergibt sich dann entsprechend zu:

Tabelle A.5: Messunsicherheitsbudget Dichtesensor

$\delta \mathbf{x}$	$s$	$\mathbf{a}$	$\mathbf{V}$	$\sqrt{\mathbf{G}}$	$\mathbf{c}$	$\mathbf{u}$	
$\rho_{\text{arm}}$ in $\text{kg}/\text{m}^3$	0,8364						
$\sigma_\rho$	0	$1,58e^{-4}$	$N$	1	1	$1,58e^{-4}$	
$\delta_M$	0	$8,36e^{-4}$	$R$	0,58	1	$4,83e^{-4}$	
$\delta_W$	0	0,0017	$R$	0,58	1	$9,66e^{-4}$	
$\delta_{\text{Gain}}$	0	0,0055	$R$	0,58	1	0,0032	
$\delta_{\text{Off}}$	0	0,0045	$R$	0,58	1	0,0026	
		$k$	<b>kombinierte Standard-MU</b>			$u_c$	0,0043
$\rho_{\text{arm}}$ in $\text{kg}/\text{m}^3$	0,8364	2	<b>erweiterte Unsicherheit</b>			$U_{95}$	0,0085

# Wissenschaftlicher Werdegang

## Persönliche Daten

---

Name: Benjamin Markmann  
Geburtstag/-ort: 11. September 1984 in Hannover

## Berufliche Tätigkeiten

---

04.2012 - 02.2019 **Wissenschaftlicher Mitarbeiter/Doktorand** am Institut für Thermodynamik der Gottfried-Wilhelm-Leibniz-Universität Hannover unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. S. Kabelac

- Hochtemperatur-Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf für industrielle Anwendungen mit dem natürlichen Stoffpaar Ammoniak/Wasser – Simulation und experimentelle Untersuchung – BMWi-Förderkennz. 03ET1168A
- CO<sub>2</sub>-Erdwärmerohre höherer Leistung – Simulation und experimentelle Untersuchung – BMWi-Förderkennz. 03ET1050B
- Vorlesungsbetreuung: Thermische Trenntechnik ('12) Thermodynamik I ('13) & II ('14), Wärmeübertragung I ('12) & II ('13 & '18), Thermodynamik der Gemische ('14), Kältetechnik und Wärmepumpen ('15), Kryo- und Biokältetechnik ('17), Numerische Wärmeübertragung ('15), Thermodynamik chemischer Prozesse ('16)

04.2007 – 09.2010 **Wissenschaftliche Hilfskraft** am Institut für Thermodynamik der Gottfried-Wilhelm-Leibniz-Universität Hannover unter der Leitung von apl. Prof. Dr.-Ing. A. Luke

- Leitung von Gruppenübungen & Vorlesungsbetreuung Thermodynamik I & II
- Experimentelle Untersuchungen zum Sieden von Propan am horizontalen Hochleistungs-Verdampferrohr

## Hochschulstudium

---

10.2005 – 03.2012 Studium des Maschinenbaus mit der Fachrichtung Energietechnik (Diplom) an der Gottfried-Wilhelm-Leibniz-Universität Hannover

10.2004 – 10.2005 Lehramtsstudium für Sonderpädagogik (ohne Abschluss) an der Gottfried-Wilhelm-Leibniz-Universität Hannover